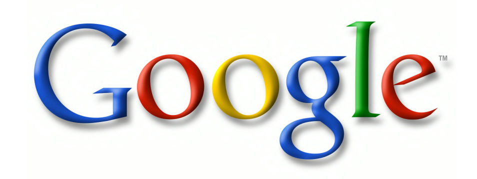
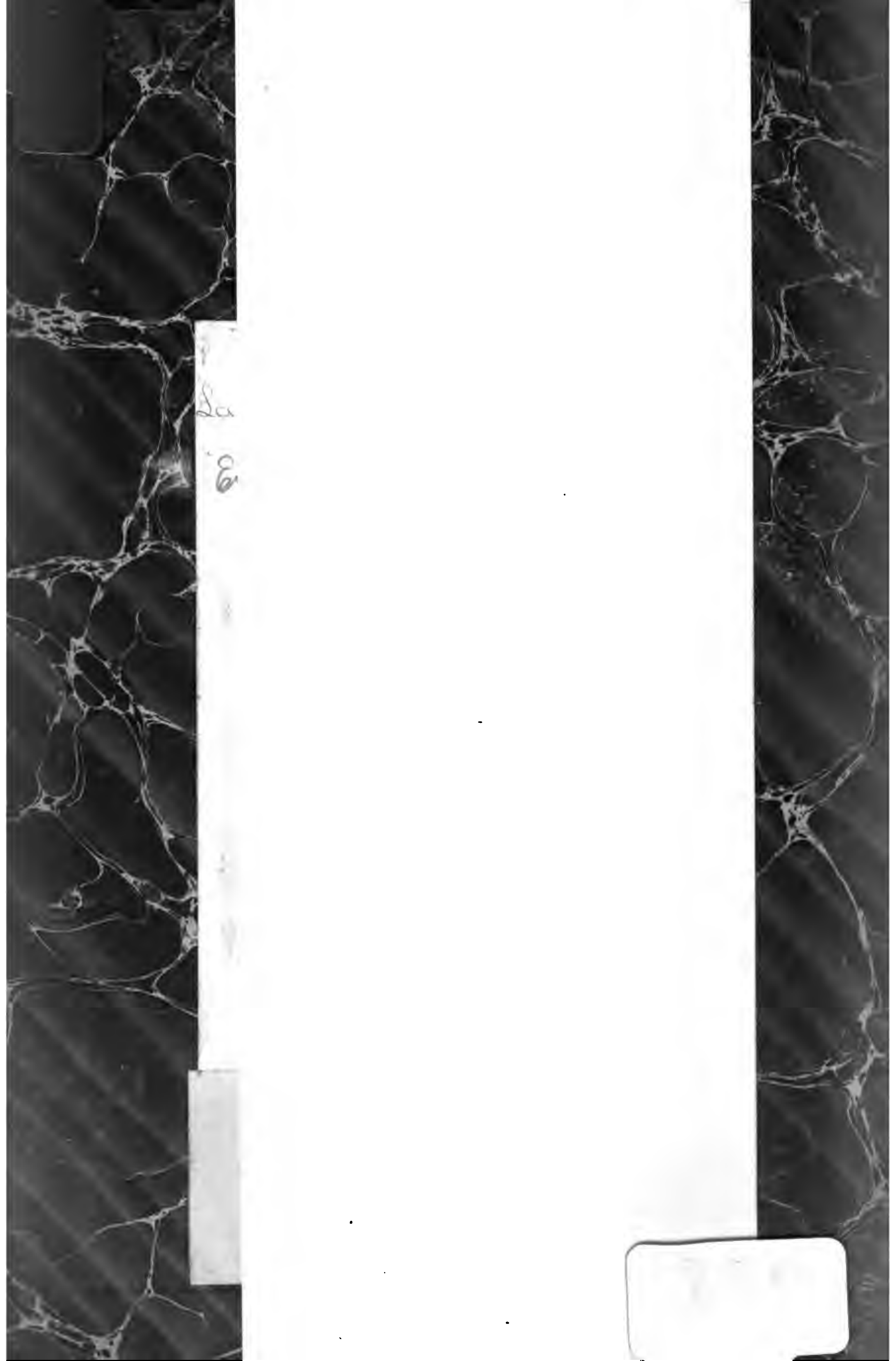






COURS

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE AUX MACHINES

PARIS. — IMPRIMERIE E. BERNARD ET Cie
23, RUE DES GRANDS-AUGUSTINS, 23

COURS

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE AUX MACHINES

PROFESSÉ

A L'ÉCOLE SPÉCIALE DU GÉNIE CIVIL DE GAND

PAR

J. BOULVIN

INGÉNIEUR HONORAIRE DES PONTS ET CHAUSSÉES

ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE D'APPLICATION DU GÉNIE MARITIME DE FRANCE

INGÉNIEUR DES CONSTRUCTIONS MARITIMES DE L'ÉTAT BELGE

6e FASCICULE

LOCOMOTIVES ET MACHINES MARINES

avec 6 planches et 293 figures dans le texte



PARIS

E. BERNARD et Cie, IMPRIMEURS-EDITEURS

53 ter, Quai des Grands-Augustins, 53 ter

1898

AVANT-PROPOS

Malgré l'importance des transports sur routes, nous n'avons pas fait rentrer dans ce fascicule l'étude des véhicules à traction animale, portés par l'expérience à un haut degré de perfection, et qui présente plus qu'un intérêt technologique. D'ailleurs, des appareils nouveaux, adaptés surtout au transport des personnes, prennent rapidement une large part dans la circulation sur chaussées, et leur analyse ne serait pas déplacée dans un volume consacré aux machines de transport, mais notre cadre n'est pas aussi vaste, nous avons cru devoir le limiter à la locomotion sur voies ferrées et à la propulsion des navires.

Il existe d'ailleurs entre ces deux parties de notre ouvrage une disproportion voulue; la locomotive y occupe la place la plus grande, qui reviendrait à tous égards à la machine marine, si complexe et si parfaite comme récepteur, et plus intéressante encore par ses générateurs et les machines auxiliaires qui concourent à son action.

C'est cette importance même qui nous a obligé à traiter le sujet sous forme de résumé raisonné, que nous avons tâché de rendre aussi précis que possible, mais qui, joint aux matières théoriques étudiées d'une manière générale dans les fascicules précédents, forme néanmoins un exposé assez substantiel. Pour ce qui concerne les générateurs en particulier, nous avons trouvé un précieux guide en M. Bertin, qui

nous a permis d'utiliser un grand nombre des clichés de son récent et remarquable *Traité des Chaudières marines.*

Quant à la locomotive, nous avons pu l'étudier avec d'autant plus de détail, que nous n'avions pas à revenir, autrement que pour les compléter, sur les théories générales déjà exposées de la production et de l'utilisation de la chaleur, du rendement thermique, de la distribution, etc.

Nous n'avons cependant pas touché aux sujets qui peuvent être considérés comme du domaine de l'exploitation des chemins de fer; c'est ainsi que nous n'avons pas étudié les freins, ni traité certains problèmes susceptibles jusqu'à un certain point de solutions théoriques, tel est celui de l'itinéraire à prévoir sur un profil déterminé en tenant compte des arrêts et des ralentissements obligés, et en partant des données de la locomotive.

Nous devons des remerciements à MM. Dean, Ivatt, Mac Intosh, Webb et Wilson Worsdell, qui ont bien voulu nous envoyer les photographies de leurs machines d'express les plus récentes, et tout spécialement à la publication *Engineering,* qui a libéralement mis à notre disposition un certain nombre des beaux dessins de sa collection pour illustrer ce volume.

MACHINES LOCOMOTIVES

CHAPITRE PREMIER

Dispositions générales.

§ I[er]

NOTICE HISTORIQUE

1. — *Premiers essais.* — La première application de la machine à vapeur à la locomotion sur routes a été faite par *Cugnot*, qui parvint, en 1769, à transporter quatre personnes à la vitesse de quatre kilomètres à l'heure ; le fardier de Cugnot, dont le modèle est conservé en France, reposait sur un essieu à deux roues à l'arrière et sur une roue pivotante directrice à l'avant ; celle-ci était actionnée par deux cylindres verticaux à simple effet dont les tiges de piston étaient liées par des encliquetages au moyeu de la roue. Après quelques essais, l'invention fut abandonnée ; son insuccès s'explique par les grandes difficultés que présente encore aujourd'hui la locomotion sur routes, et par l'état rudimentaire dans lequel se trouvaient la chaudière et la machine à vapeur avant l'époque de Watt.

Olivier Evans aux États-Unis, *Watt* et *William Symington* en Angleterre, s'occupèrent à la fin du siècle dernier de la locomotion à vapeur ; Evans réussit même à faire circuler une voiture dans une rue de Philadelphie en 1803-1804.

Richard Trevithick prit, en 1802, une patente pour une voiture à vapeur qu'il construisit dans le pays de Galles, et qui circulait sur les routes ordinaires ; le moteur n'avait qu'un cylindre vertical à double effet, il actionnait les roues par deux bielles pendantes renversées ; l'essieu commandait par engrenages un arbre auxiliaire portant un volant. Trevithick acquit bientôt la conviction qu'il ne pourrait arriver à

des résultats satisfaisants que sur les voies ferrées, et dirigea tous ses efforts de ce côté.

A partir de ce moment, l'histoire de la locomotion mécanique se bifurque :

D'une part on continue à poursuivre le problème du transport sur routes, qui aboutit, en Angleterre surtout, aux machines destinées à la traction lente de lourdes charges, et tout récemment, en France, à une série de voitures relativement légères et rapides, connues sous le nom d'*automobiles*, et sur lesquelles l'attention est fort portée en ce moment (1) ;

D'autre part, la locomotion sur voies ferrées prend un essor beaucoup plus rapide et laisse dans l'ombre les efforts tentés pour perfectionner la locomotive routière. La seconde machine de Trevithick, en 1803, roulait sur rails et fut employée à l'exploitation d'une petite ligne pour le

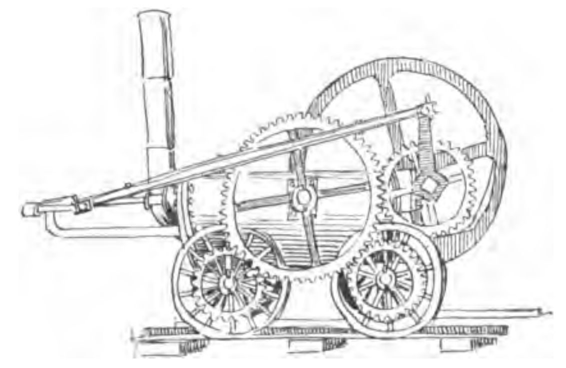


Fig. 1. — Trevithick (1803).

transport de la fonte près de Swansea, dans le pays de Galles ; elle pesait 5 tonnes en ordre de marche, et remorquait 25 tonnes de charge brute à la vitesse de 6,5 kilomètres à l'heure sur une voie défectueuse ; à vide

1. Le cadre de cet ouvrage ne comporte pas l'examen d'applications aussi spéciales, dont les difficultés sont d'ordre plutôt technologique : on consultera :

Minutes of Proceedings, C. E. t. 36, p. 33; t. 103, p. 3; sur les voitures automobiles, l'ouvrage intitulé : Les *Automobiles*, par D. Farman, Paris, Fritsch, ainsi que les revues : Le *Génie civil*, août et septembre 1894, un article par G. Brabant dans la *R. U. des Mines*, novembre 1894, la description des voitures Serpollet, Leblant, Panhard-Levassor, Peügeot, *Engineering*, 1895, 1er sem., p. 245, 472, 499; 1896, 1er sem., p. 6, 274, 376; une série d'articles intitulés les « Voitures automobiles » dans l'*Industrie*, 1897.

elle atteignit la vitesse de 25 kilomètres. Un modèle de cette machine (fig. 1) a été reconstitué par les ateliers de Crewe, et a figuré à Chicago en 1893 [1].

Il semble probable que le tirage n'était pas produit par la vapeur d'échappement, car l'inventeur employa plus tard des ventilateurs pour activer la combustion; cette machine paraît aussi avoir manqué d'adhérence; d'ailleurs, l'état de la voie, en rails plats de fonte, ne comportait pas une charge suffisante.

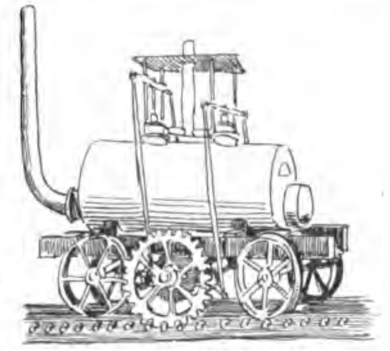


Fig. 2. — Blenkinsop (1811).

Préoccupé d'augmenter cependant la puissance, *Blenkinsop* place, en 1811, une crémaillère sur le côté de la voie (fig. 2); sa machine pesait 5 tonnes; elle fonctionna, paraît-il, avec succès jusque vers 1830, entre Middleton et Leeds.

L'insuffisance supposée de l'adhérence conduisit encore *Brunton* à préconiser, en 1813, l'emploi d'une chaîne dormante placée entre les rails et s'enroulant sur un tambour actionné par le mécanisme. Brunton prit même une patente pour une machine munie à l'arrière de jambes ou béquilles articulées s'appuyant sur le sol. *Blackett* et *Hedley* revinrent cependant à la même époque aux machines à adhérence à roues lisses pour le transport de la houille entre Wylam et Lemington, près de Newcastle, mais en *accouplant tous les essieux* au moyen de roues dentées avec pignons intermédiaires, de manière à utiliser tout le poids pour l'adhérence. (Cette machine, nommée « *puffing Billy* », est au musée de *South Kensington*).

2. — *Les Stephenson.* — *George Stephenson* réalisa, en 1814, avec l'aide de lord Ravenworth, une locomotive améliorée pour le chemin de fer de Killingworth à Hetton, qui servait au transport de la houille.

1. Pour l'histoire des premières locomotives, voir surtout :
Ruehlmann; Allgemeine M. L. vol. III ;
Une série de notices sur les machines anglaises et américaines exposées à Chicago, dans *Engineering*, 1893, 2ᵉ sem., p. 104, 476, 542; 1894, 1ᵉʳ sem., p. 322, 377, 461, 639, 718; 1894, 2ᵉ sem., p. 295, 480, 574;
Lechatelier, Flachat, Petiet et *Polonceau*, Guide du mécanicien, etc. (introduction).

Cette machine, appelée « *Blücher* », fut essayée le 25 juillet 1814; elle rappelait les dispositions de celle de Blenkinsop, mais sans la crémaillère; les roues, d'abord accouplées par engrenages, furent ensuite attaquées directement par les bielles pendantes, une chaine de Galle servant à établir la solidarité de leur mouvement.

En 1825, les locomotives de Stephenson avaient des bielles d'accouplement extérieures et étaient montées sur ressorts; depuis 1815, la vapeur d'échappement était conduite dans l'axe de la cheminée pour activer le tirage. Le succès relatif de ces machines les fit adopter pour la ligne de Stockton à Darlington, près de Newcastle, ouverte en septembre 1825; l'une d'elles remorqua un train de 90 tonnes à la vitesse de 13,5 kilomètres à l'heure (1).

Jusque-là, les machines avaient des cylindres verticaux et s'inspiraient des moteurs fixes de l'époque; l'*Experiment*, construite en 1826 pour le même chemin de fer, avait des cylindres inclinés; il en fut de même de l'*America*, construite en 1828 pour Horatio Allen, et expédiée en 1829. Cette dernière machine avait un châssis en barres carrées qui fut le point de départ du mode de construction toujours suivi depuis lors aux États-Unis.

La ligne de Stockton à Darlington fut la première ouverte au service des voyageurs; c'est à une locomotive de cette ligne que le chef mécanicien *Hackworth* appliqua, en 1827, une tuyère convergente d'échappement, ce qui lui a fait attribuer à tort l'invention du tirage par jet de vapeur, qu'il a simplement amélioré.

A partir de 1827, *Robert Stephenson* dirigea les ateliers établis par son père à Newcastle, et intervint pour sa part dans les progrès de la locomotive.

3. — *La Fusée.* — Vers 1829, les travaux du chemin de fer de Liverpool à Manchester étaient à peu près terminés, au prix de difficultés très grandes, notamment la traversée des marécages de Chat-Moss, et différents systèmes d'exploitation étaient proposés, parmi lesquels il s'en trouvait même comprenant l'emploi de machines fixes. C'est alors que fut ouvert le concours de Rainhill (à 15 km. de Liverpool), qui imposait

1. Voir, pour les particularités de la machine *Locomotion N° 1*, exposée en 1889 à Paris par la Compagnie du North-Eastern : *Engineering*, 1889, 1er sem., p. 707; l'ancien tronçon de Stockton à Darlington est incorporé dans le réseau de cette Compagnie.

aux machines fixes un poids maximum de 6 tonnes, une charge remorquée de 20 tonnes et une vitesse de 10 milles (16 km. environ) à l'heure. Quatre locomotives entrèrent en lice (6 octobre 1829) ; l'une d'elles s'écartait des conditions du concours; deux autres furent désemparées; la *Rockett* (fig. 3), présentée par Stephenson, obtint le prix : elle pesait 4.300 kilogrammes; elle remorqua, à la vitesse de 12,5 milles, une charge de 12750 kilogrammes ; avec une seule voiture, elle atteignit la vitesse de 24 milles (38,6 km.) à l'heure.

Fig. 3. — La « Rockett » (1829).

La « Fusée », qui fut ainsi adoptée pour l'exploitation de la première grande ligne d'intérêt public, avait la chaudière à tubes de fumée avec boite à feu intérieure, généralement attribuée à *Seguin aîné*, directeur du chemin de fer de Lyon à Saint-Étienne, qui l'avait appliquée dès 1827 à une machine achetée en Angleterre (le brevet français de Seguin est du 22 février 1828). Toutefois, l'idée en avait été suggérée à Robert Stephenson par Henry Booth, secrétaire de la ligne.

La « Fusée » avait aussi la tuyère d'échappement pour activer le tirage; elle était portée par deux essieux indépendants; les roues motrices placées à l'avant étaient actionnées par deux cylindres inclinés agissant sur des manivelles à angle droit (1).

La « *John Bull* » fut commandée par Robert L. Stevens et expédiée aux États-Unis pour le chemin de fer de Camden-Amboy; elle pesait en-

1. Les machines qui suivirent furent *Planet* (1830) (fig. 4); *Vesta* (1831); *Atlas* (1832). Les dimensions principales de la « Planet » sont :

Diamètre des cylindres . .	279 millim.
Course des pistons . . .	406 —
Diamètre des roues motrices	1m, 524
— porteuses	1m, 067
Surface de grille. . . .	0m²,600
Surface du foyer. . . .	3m²,25
Surface des tubes . . .	25m²,70
Poids en charge	9 t.
— du tender .	4 t.
Timbre.	3,5 atm.

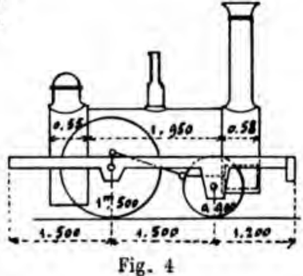


Fig. 4

viron 10 tonnes et fut pourvue par Stevens d'un chasse-bœufs rudimentaire, dont l'usage s'est conservé en Amérique; elle a fait un service prolongé et a été remise sous vapeur pour remorquer jusqu'à Chicago, en 1893, un train composé de deux voitures.

Le concours de Rainhill a marqué la fin de la période d'invention de la locomotive qui, depuis lors, a suivi le développement régulier amené par les exigences du trafic et les progrès de la construction.

4. — *Période postérieure à 1830.* — La machine Atlas avait trois essieux. Robert Stephenson perfectionna ce type en 1833, et les machines eurent dès lors des dispositions définitives : deux cylindres intérieurs horizontaux à l'avant sous la boîte à fumée montés entre longerons extérieurs aux roues (fig. 5), l'essieu moteur à grandes roues libres au milieu,

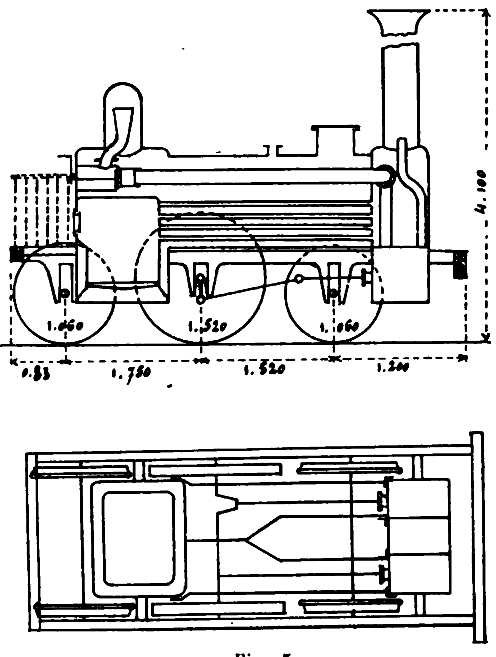


Fig. 5

un essieu porteur à l'avant un peu à l'arrière des cylindres dont il fallait éviter l'assemblage avec les longerons, et un essieu porteur à l'arrière de la boîte à feu. Pour faciliter le passage en courbe, les roues motrices n'avaient pas de boudin.

Les machines de ***Sharp et Roberts***, à Manchester, avaient les mêmes dispositions; elles furent les premières à porter des contrepoids aux roues pour équilibrer seulement les parties tournantes excentriques, et à être munies d'un dôme de prise de vapeur à l'avant.

Plus tard, l'augmentation de longueur du corps cylindrique et de la grille amena Stephenson à mettre la boite à feu en porte-à-faux; il revint aussi au châssis intérieur aux roues, qui permet d'avancer un peu l'essieu porteur de l'avant (fig. 6). La répartition du poids était cependant moins bonne que dans le type précédent, et la surcharge relative de l'essieu d'arrière était aggravée par un dôme assez lourd formé par le prolongement des parois de la boite à feu extérieure.

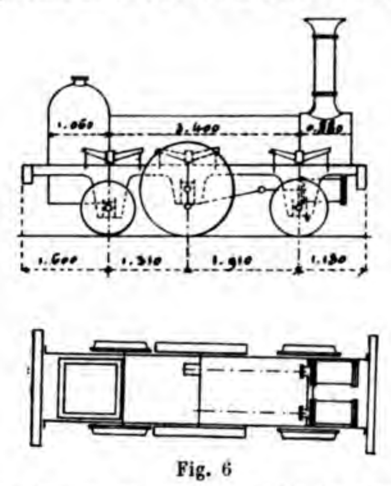


Fig. 6

Le système de distribution employé à cette époque consistait en deux excentriques avec barres à fourches (5e fascicule, n° 92); la coulisse de Stephenson date de 1843, ainsi que celle de Gooch; elles furent suivies bientôt de la distribution Walschaerts (1844) qui, toutefois, se répandit mieux en Belgique et en Allemagne; la coulisse d'Allan est de 1850.

Les célèbres machines *Crampton*, dont plusieurs sont encore en service sur l'Est français, ont été conçues en 1846.

La plupart des chemins de fer ont été tributaires de l'Angleterre pour les locomotives employées au début de l'exploitation; mais les pays industriels s'affranchirent de très bonne heure de cette tutelle [1], et la

1. Les célèbres ateliers Baldwin (aujourd'hui Burnham Williams et Ce), de Philadelphie, furent fondés en 1831 et produisirent, en 1832, la machine *Old Ironsides*. Il y avait en Belgique, dès 1840, trois établissements construisant la

machine locomotive, malgré sa communauté d'origine, se présente aujourd'hui dans les divers pays avec des différences parfois assez saillantes, qui s'expliquent par l'organisation du trafic, le tracé du réseau, la nature du combustible et même les ressources différentes de la métallurgie.

Sous le rapport de l'emploi de la vapeur, le problème est beaucoup plus circonscrit que pour les moteurs fixes ou ceux employés dans la navigation, la condensation devant *a priori* être écartée, et le travail par coup de piston devant pouvoir varier entre des limites très larges.

Ces conditions condamnent la locomotive à une imperfection relative; aussi, les seules améliorations apportées au cycle depuis le début consistent dans l'élévation de la pression initiale et, à l'époque moderne, dans l'emploi de la détente étagée.

A tous les autres points de vue, au contraire, les machines se sont profondément transformées par le détail.

Par de nouvelles proportions données à la grille et au foyer, on a substitué la houille au coke, dont l'emploi était général et nécessaire au début [1]. La houille ordinaire a été employée pour la première fois en Belgique par le chemin de fer du « Pays de Waes » (1847); elle est depuis longtemps d'un usage général dans tous les pays producteurs de charbon ou dépourvus d'autres combustibles : toutes les variétés, depuis les maigres jusqu'aux houilles flambantes, et depuis les menus jusqu'aux houilles en roches sont du reste utilisées, ainsi que l'anthracite.

Les sujétions imposées par la largeur de la voie, la limite de charge qu'on peut faire porter aux essieux, la réalisation de très grandes vitesses ou celle de grands efforts de traction malgré la limite imposée par l'adhérence, enfin la nécessité pour tout le mécanisme de fonctionner avec sécurité sans être à l'abri de la poussière et des trépidations destructives, ont exigé une étude attentive de tous les détails de construc-

locomotive : la Société Cockerill, les ateliers Régnier-Poncelet et la Société du « Renard », à Bruxelles; les établissements de Haswell, à Vienne, Borsig, à Berlin, Maffei, à Munich, furent fondés à peu près à la même époque. La construction de la locomotive ne prit vraiment son essor en France qu'après 1845; à la fin de l'année 1849, Lechatelier comptait déjà 850 machines construites en France, circulant sur le réseau français et sorties de divers ateliers qui, à l'exception du Creusot, ont aujourd'hui disparu ou se sont transformés.

1. La houille avait été employée, dès le début, dans les essais antérieurs à la « Fusée »; elle fut reprise en 1837, par *Gray et Chanter*, au chemin de fer de Liverpool à Manchester.

tion ; la locomotive moderne est donc un organisme très perfectionné qu'il est téméraire de vouloir altérer si l'on ne possède beaucoup d'expérience.

Parmi les modifications qui ont fait époque et qui sont plus ou moins oubliées aujourd'hui, il convient de signaler des tentatives peu heureuses pour appliquer aux locomotives les systèmes de distribution par tiroirs superposés, bientôt abandonnés devant le moyen si simple d'opérer la détente par les divers systèmes de coulisses.

La mise en exploitation de la ligne accidentée du Semmering, en 1851, marque une date importante dans la construction des locomotives de fortes rampes à grand effort de traction, à forte adhérence, et possédant une flexibilité suffisante pour passer dans des courbes de petit rayon (1).

Les grandes difficultés d'exploitation de cette ligne conduisirent aux machines attribuées à *Engerth* (dues en réalité à trois de ses ingénieurs) qui présentaient des caractères très particuliers, et notamment l'intervention du tender dans l'adhérence, grâce à un accouplement par engrenages entre son train de roues et celui de la locomotive proprement dite. Établir cette liaison sans nuire à la flexibilité serait encore un problème très difficile à résoudre aujourd'hui; le système Engerth, bientôt modifié par la suppression d'un accouplement aussi délicat, a servi de point de départ au type à marchandises pour trains lourds à quatre essieux accouplés très fréquent en France et en Autriche.

Au point de vue de la flexibilité, le perfectionnement le plus important est celui qui résulte de l'emploi du truck ou bogie américain, ainsi que de l'avant-train pivotant à deux roues dû à *Levi Bissel* (1858).

L'injecteur Giffard devient, en 1858, l'appareil d'alimentation par excellence, puisqu'il ne nécessite plus l'emploi de voies spéciales dans les gares, et qu'il permet le refoulement de l'eau pendant les stationnements.

Quant à la substitution de la houille au coke, elle a surtout demandé l'agrandissement de la grille, la houille ne permettant pas la combustion en couche aussi épaisse; la recherche de la fumivorité a amené les grilles de *Chobrzynski* et de *Marsilly*, essayées à partir de 1851 sur le Nord et l'Est français, puis abandonnées. Dans le même ordre d'idées, *Clark*

1. *Ruehlmann*, ouvrage cité page 369. L'une des machines, présentée par la Société Cockerill, et nommée *Seraing*, se rapprochait du dispositif plus récent de *Fairlie*.

préconise, en 1858, l'injection d'air au-dessus de la grille par le moyen de jets de vapeur; *Cudworth*, en Angleterre, fait usage de grandes grilles avec foyer divisé par une cloison, et renfermant une voûte en briques; le système de *Yarrow*, en 1857, comportait déjà l'emploi d'un écran en fonte au-dessus du feu, écran qui a probablement amené l'idée de la voûte; *Douglas* améliore la combustion en armant la porte, vers l'intérieur, du déflecteur très souvent employé aujourd'hui, surtout dans les machines anglaises. En France, *Ten-Brink* réussit, en 1860, au moyen du foyer très répandu actuellement à l'Orléans, à brûler la houille très fumeuse de Sarrebruck.

Belpaire construit, en 1860, les foyers à grandes grilles pour la combustion des houilles très menues (1); il inaugure un système de construction et d'entretoisement de la boite à feu qui, sans être général, s'est propagé partout, même aux États-Unis, où la pratique de notre continent a cependant très peu pénétré.

Dans les locomotives spéciales pour profils accidentés, beaucoup de systèmes sur lesquels on avait fondé de grandes espérances ont été essayés, puis abandonnés; il en a été ainsi des machines Engerth (voir plus haut), Beugniot (1859), Steirdorff, Petiet (à quatre cylindres), Meyer. La machine Fairlie, à double bogie (1860) a mieux réussi, et on continue à l'employer dans des cas spéciaux.

Pour gravir les fortes rampes des lignes de montagne, les voies à crémaillères ont été reprises : *Riggenbach* et *Zschokke* (1870) ont créé de nombreux types de locomotives s'adaptant à ces voies, dont la première, en Europe, a été celle du Rigi (2).

La modification la plus importante de la période moderne qui ait porté sur le moteur est l'application du fonctionnement compound à la locomotive par M. *Anatole Mallet*, en 1876; d'abord essayé sur les machines du chemin de fer de Bayonne à Biarritz, il s'est, depuis lors, rapidement développé; déjà vers 1850, *John Nicholson* et *Samuel* avaient imaginé un système assez complexe qu'on peut considérer comme un acheminement vers le compound, mais qui avait été abandonné sans faire avancer la question.

La locomotive américaine avait acquis rapidement des caractères spéciaux à peu près invariables; le bogie y a été introduit dès 1832 par Hall; les machines de Norris et de Baldwin, déjà en 1837, avaient les

1. Ces foyers sont aussi attribués à *Behne* (« Ruehlmann », ouvrage cité, p. 399).
2. La ligne du mont Washington aux États-Unis date de 1867.

cylindres extérieurs, les tiroirs placés au-dessus et actionnés par balancier de renvoi, disposition restée générale. La fonte de très bonne qualité a toujours été employée aux États-Unis pour un grand nombre de pièces, même pour les roues motrices des machines d'express; les petites roues des bogies sont coulées en coquille, sans bandages. Les longerons, au lieu d'être en tôle, sont composés de pièces de forge à section carrée assemblées à la façon des pièces de charpente ; les boites à feu intérieures sont presque toujours en acier ; les faisceaux tubulaires sont en fer. Le système compound se développe rapidement avec des groupements variés de cylindres.

§ II

Dispositions générales

Il convient, pour établir la liaison indispensable entre les diverses parties de la locomotive, de décrire rapidement l'ensemble d'une machine moderne. Nous nous bornerons à l'examen de deux types classiques (1).

5. — *Machines à cylindres extérieurs* (fig. 7 à 10).

CHAUDIÈRE ET FOYER, BOITE A FUMÉE, CENDRIER

B, boite à feu intérieure, en cuivre rouge, à la base de laquelle se trouve la grille formée ici de deux travées de barreaux assez inclinés ; le combustible est chargé par la porte vers l'arrière de la grille ; il progresse peu à peu vers l'avant sous l'influence des secousses.

P, plaque tubulaire de forte épaisseur (25 millim.) pour l'assemblage des tubes; au-dessous du faisceau, la plaque s'amincit jusqu'à 12 millimètres, comme les autres parois.

B', boite à feu extérieure dont les parois latérales et d'arrière sont à peu près parallèles à celles de la boite B; des lames d'eau sont donc

1. La machine à cylindres extérieurs est celle qui était exposée en 1878, à Paris, par les usines de Motala (Suède); elle est employée sur les lignes de l'État suédois.
Nous l'avons choisie à cause de son agencement simple et courant.
La machine à cylindres intérieurs est l'une de celles construites vers 1880 sur les plans de M. *Smellie* pour le chemin de fer Glasgow et South-Western.
Les deux figures ont été extraites d'*Engineering* (1878, 2e sem., et 1880, 2e sem.).

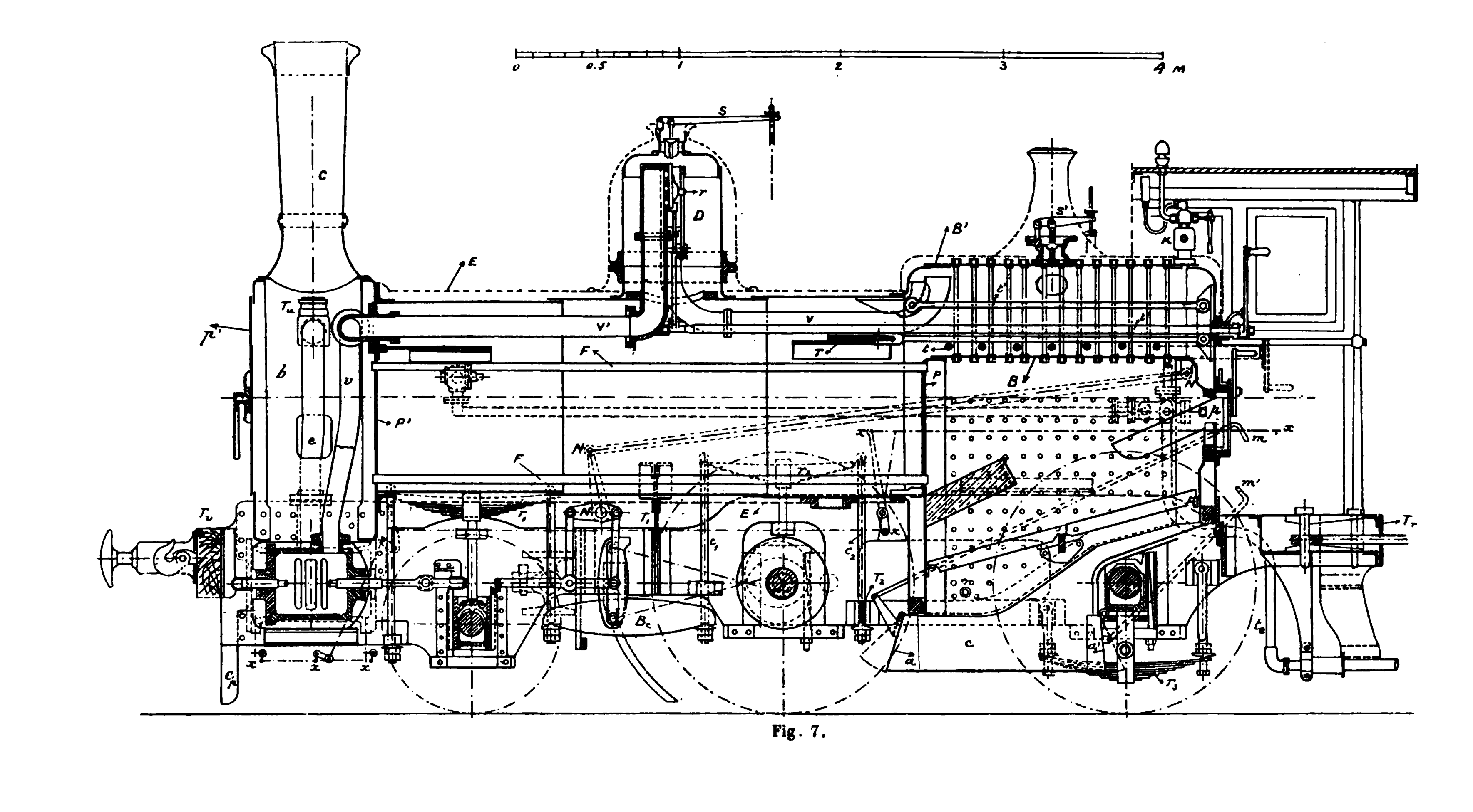
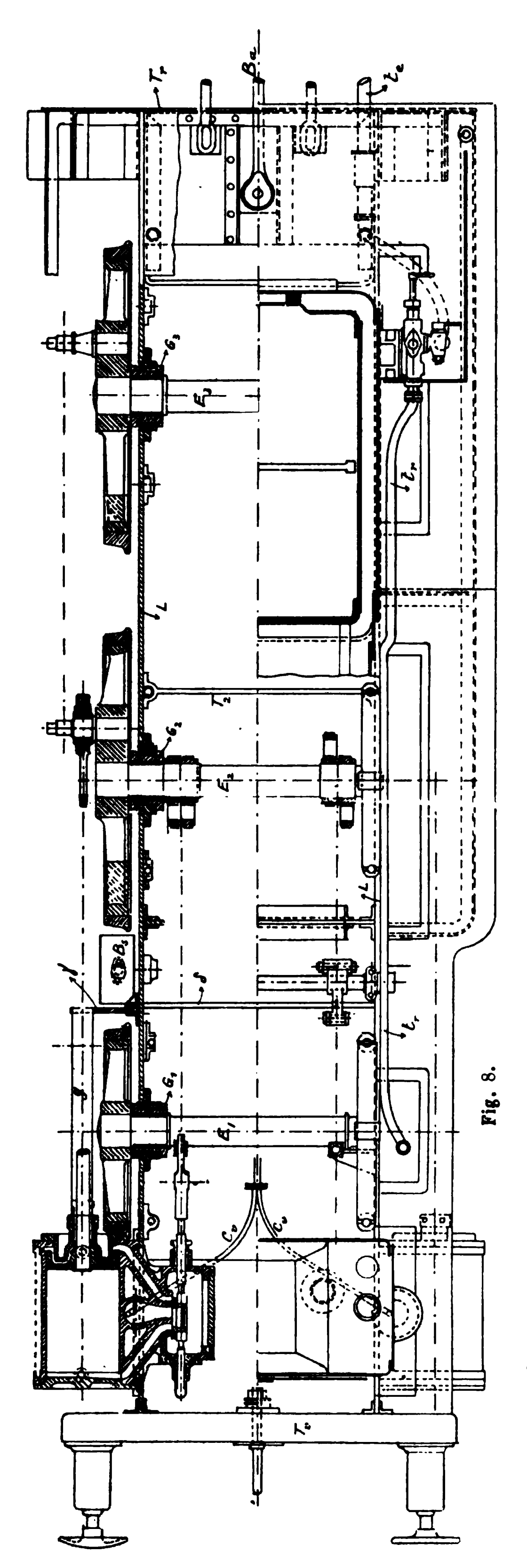


Fig. 7.


Fig. 8.

ménagées sur le pourtour du foyer; elles ont leur épaisseur minimum vers le bas et s'évasent légèrement vers le haut pour permettre le dégagement facile de la vapeur. Le dôme qui termine la boîte B' à la partie supérieure a ici la forme d'une surface plane avec arrondis à grands rayons sur les côtés. Les faces planes de B et B' sont consolidées par des entretoises en cuivre rouge filetées dans les deux tôles et rivées ensuite à froid. Le ciel est consolidé par plusieurs rangées d'entretoises en fer filetées. avec écrous vers l'intérieur du foyer. Les parois latérales au-dessus du ciel sont réunies par les tirants *t;* la face plane de l'arrière, ou façade, est tenue par les tirants *t'*, terminés par des fourches aux deux extrémités; les attaches sont constituées par des pattes en fer à section T, rivées sur la façade et à l'intérieur du corps cylindrique; pour la rangée inférieure, l'attache est faite sur une tôle horizontale T, solidement rattachée aux parois cylindriques.

Des tampons de nettoyage sont placés aux bas des lames d'eau entourant le foyer.

p, porte du foyer, entourée d'un anneau en fer forgé rivé entre les deux boites B et B'; l'ouverture est fermée par une porte glissante en deux parties, manœuvrée par levier (fig. 10, côté droit).

L'ouverture de la porte est surmontée vers l'intérieur par un déflecteur visible dans la coupe longitudinale; on remarque aussi, à l'intérieur du foyer, une voûte en briques réfractaires placée sous l'entrée des tubes (4e fascicule, n° 30).

L'effet combiné de la voûte et des déflecteurs est de favoriser la combustion en créant un retour de flamme avec brassage énergique des gaz; la voûte augmente la température de combustion en prenant une température élevée qui diminue le rayonnement du feu; elle préserve aussi la plaque tubulaire; le déflecteur dirige vers le bas l'air froid entrant lors de l'ouverture de la porte, et qui nuit à la conservation de la boite à feu et de la plaque tubulaire.

F, F, faisceau tubulaire formé de 154 tubes de 50 millimètres de diamètre extérieur.

P', plaque tubulaire de la boîte à fumée, en tôle de 15 millimètres d'épaisseur, consolidée au-dessus du faisceau par une tôle horizontale formant nervure.

La jonction entre les deux boîtes à feu est faite par un cadre en fer forgé, traversé par les rivets d'assemblage.

b, boite à fumée dans laquelle sont recueillis les gaz de la combustion; le fond de la boîte est formé par une culasse en fonte en forme d'entonnoir, avec conduit permettant l'enlèvement des cendres.

p', porte de la boite à fumée servant au renouvellement des tubes et au décrassage journalier.

C, cheminée.

D, dôme monté au milieu de la longueur du corps cylindrique et servant à la prise de vapeur; l'ouverture de communication entre le corps et le dôme a les dimensions ordinaires d'un trou d'homme; un cercle en fer forgé en garnit le bord pour compenser l'affaiblissement de la tôle. Le dôme est démontable; il est assemblé par un joint boulonné sur un socle fixe.

c, cendrier ou hotte en tôle placée sous la grille; la forme spéciale du cendrier est nécessitée par la présence de l'essieu d'arrière; il y a, pour le protéger, une double paroi avec circulation d'air.

a a', portes d'entrée d'air du cendrier manœuvrées par les deux poignées *m m'*. Souvent, pour les machines n'ayant qu'un sens de marche habituel, il n'y a qu'une porte à l'avant du cendrier; cette porte peut aussi être à l'arrière, car le courant d'air violent qu'elle reçoit lorsqu'elle est à l'avant, active la combustion près de la plaque tubulaire. L'emploi de la voûte atténue beaucoup cet inconvénient,

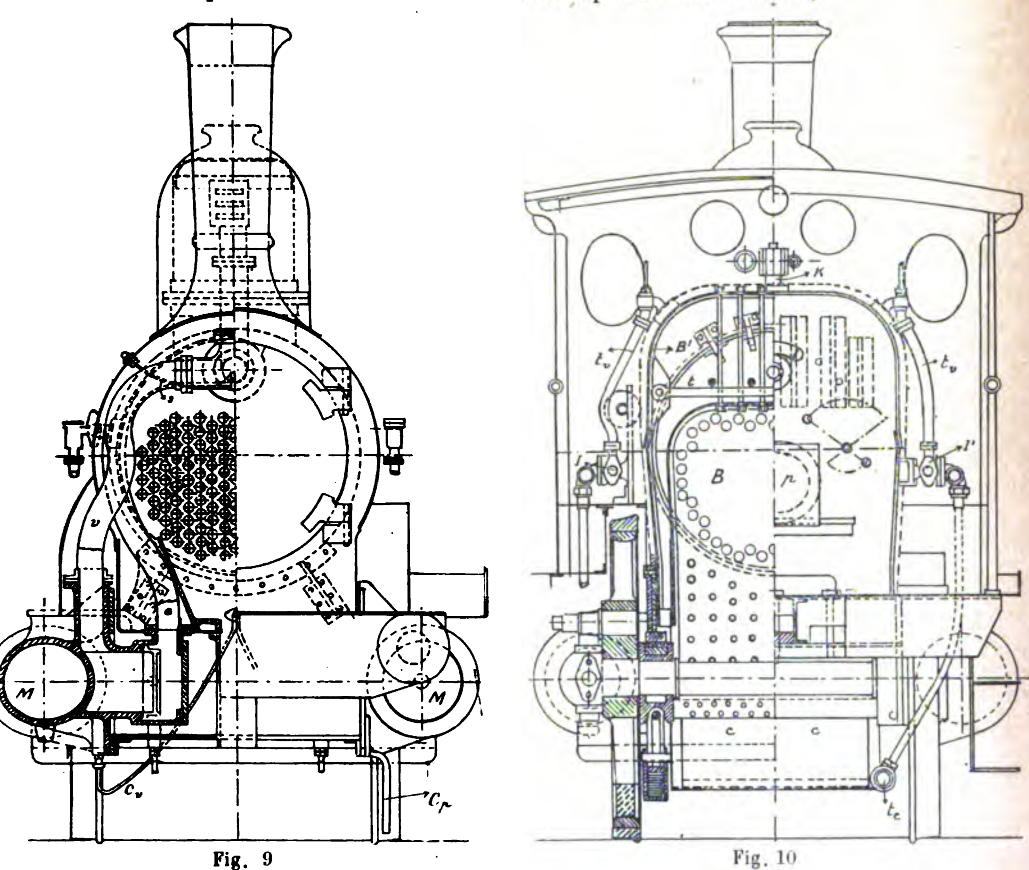


Fig. 9 Fig. 10

Le cendrier est destiné à éviter les projections incandescentes qui, lancées par les roues, sont une cause d'incendies le long de la route ; l'emploi du cendrier est obligatoire en Allemagne. Les portes du cendrier permettent aussi d'interrompre le tirage, et remplacent le registre des chaudières fixes.

E, enveloppe protectrice en tôle.

S S', soupapes de sûreté.

TUYAUTAGE

V, tuyau amenant la vapeur du coffre ménagé au-dessus de la boîte à feu au dôme de prise de vapeur; ce tuyau n'existe généralement que lorsque le coffre de la boite à feu extérieure est surélevé pour former réservoir.

V', tuyau prenant la vapeur dans le dôme, où il est ouvert ou fermé par une glissière à ouvertures multiples ou régulateur *r*; le régulateur est manœuvré par un arbre longitudinal de renvoi qui traverse la façade; un levier à poignée sert à lui donner un déplacement angulaire convenable limité par un secteur muni d'arrêts à ses extrémités (fig. 10, côté droit).

Le tuyau V' est logé dans la chambre de vapeur du corps cylindrique, il traverse la plaque tubulaire de la boîte à fumée où il se bifurque en deux conduits *v* (fig. 7 et 9) aboutissant à chacune des chapelles. Lorsque la chapelle est unique pour les deux cylindres, il peut n'exister qu'un conduit.

e, tuyaux d'échappement des cylindres, réunis dans la boîte à fumée en une seule tuyère T_u, débouchant dans l'axe de la cheminée et servant à produire le tirage.

s, tuyau souffleur (fig. 9), servant à amener un jet de vapeur à la tuyère pour activer la mise sous pression ou pour produire le tirage au repos.

K, colonnette de prise de vapeur pour le souffleur, le sifflet et le manomètre.

I, I', injecteurs d'alimentation placés sur les côtés de la boîte à feu.

t_e, tuyaux d'aspiration amenant l'eau des caisses du tender aux injecteurs, et réunis au tender par des accouplements flexibles.

t_v, tuyaux de prise de vapeur des injecteurs, avec valves d'arrêt indiquées figure 9.

t_r, tuyaux de refoulement des injecteurs, aboutissant à mi-hauteur du corps cylindrique vers l'avant. Au point d'insertion du tuyau sur la chaudière se trouve une soupape de retenue et un robinet d'arrêt permettant de la visiter (fascicule 4, n° 95). Observer à ce sujet les prescriptions réglementaires dans chaque pays.

CHASSIS, SA LIAISON AVEC LA CHAUDIÈRE

L, L, longerons en tôle épaisse (ici 25 millim.).

T_v, traverse d'avant en bois portant les butoirs de choc et un crochet

d'attelage, assemblée aux longerons par fers d'angle rabotés sur les faces de joint et boulons à trous alésés.

T_r, traverse d'arrière en tôle assemblée aux longerons.

L'entretoisement des longerons est complété par le tablier du machiniste, formé d'une tôle horizontale rivée à plat (fig. 7, arrière) et par une seconde tôle placée sous le tablier; cet ensemble rigide de l'arrière est encore consolidé par deux tôles verticales de part et d'autre de l'axe (fig. 8), s'assemblant entre les tôles horizontales. La boite ainsi formée sert d'attache au boulon de la barre d'attelage, par l'intermédiaire duquel se transmet tout l'effort de traction.

T_1, T_2, traverses intermédiaires; T_1 sert aussi de support au corps cylindrique de la chaudière, en même temps qu'il entretoise les longerons par le travers des consoles servant d'appui aux guides des tiges de piston.

La boite à fumée (fig. 7, 8 et 9) est prolongée vers le bas par une caisse en tôle assemblée avec ses parois; les faces latérales de cette caisse sont boulonnées entre les longerons; ce boulonnage constitue la liaison rigide entre la chaudière et le châssis. Sous les chapelles (fig. 7 et 9), on remarque encore une tôle horizontale entretoisant les longerons, pour résister à l'effet de torsion dû au poids des cylindres.

Dans l'assemblage entre chaudière et châssis, il faut ménager la dilatation libre de la chaudière (la dilatation d'une chaudière de 5 mètres de longueur pour une élévation de température de 150° est d'environ 9 millim.); à cette fin, il n'y a de fixation rigide qu'à l'avant, tandis qu'à l'arrière, deux patins rivés sur les flancs de la boite à feu extérieure (fig. 10, côté gauche; fig. 7, pointillés) reposent sur la tranche supérieure des longerons; ces patins sont munis d'un rebord latéral maintenant les longerons bien en prise, sinon ils pourraient se dérober par voilement.

Dans la figure 7, les moyens de support ci-dessus, déjà suffisants, sont complétés par un patin transversal assemblé au bas de la façade et s'appuyant sur un patin correspondant que porte une forte tôle entretoisant les longerons.

Les moyens d'attache qui viennent d'être décrits sont presque généraux : ils permettent le glissement longitudinal de la chaudière sur les longerons, sauf à l'avant.

TRAIN DE ROUES, SES RELATIONS AVEC LE CHASSIS

E_1, essieu porteur de l'avant dont la position en plan est réglée par la nécessité que ses roues évitent les cylindres (fig. 7 et 8).

E_2, essieu moteur recevant l'action des cylindres.

E_3, essieu accouplé avec le précédent au moyen de bielles d'accouplement qui rendent solidaires les déplacements angulaires des deux essieux ou des roues qu'ils portent. Ces roues ont des diamètres égaux; toutefois, cette égalité peut être altérée par l'usure des bandages.

$r_1\ r_2\ r_3$, ressorts de flexion composés de plusieurs lames saisies au centre par une même chape ou cadre qui les maintient serrées. Pour les ressorts r_1, r_2, le poids suspendu aux extrémités par les tringles de traction est reporté par la chape au moyen des chandelles, guidées contre les longerons, et s'appuyant directement sur les boîtes à graisse.

Pour les deux ressorts $r_1\ r_2$, les tringles de suspension voisines sont associées par un balancier à bras inégaux B_c, sur le pivot duquel repose le longeron : de cette manière, un rapport déterminé est établi entre les tensions des tringles et, par conséquent, entre les charges reportées sur les boîtes à graisse des essieux.

Pour le ressort r_3 placé sous la boîte à graisse, la charge comprime les tringles extérieures, et la chape est *suspendue* à la sous-boîte assemblée entre les deux branches de la boîte.

Pour tous les ressorts, la longueur des tringles est réglable au moyen d'une partie filetée avec serrage par écrou et contre-écrou.

$G_1\ G_2$, G_3 boîtes à graisse s'appuyant par un coussinet sur les fusées des essieux; ces boîtes glissent entre des guides en fonte garnissant les ouvertures des longerons.

MÉCANISME MOTEUR

M, M, cylindres moteurs dont les pattes d'attache sont boulonnées à l'avant à travers les longerons et le prolongement de la boîte à fumée. Les boîtes de distribution sont intérieures; la position des excentriques, calés sur l'essieu moteur, est indiquée au plan (fig. 8). Les tiroirs sont actionnés par une coulisse d'Allan.

N N N, arbre et mouvement de relevage actionnés par un mécanisme à vis (fig. 7 et fig. 10, côté gauche). Le mécanisme est souvent remplacé par un levier avec verrou d'enclenchement qui se meut le long d'un secteur.

$x\,x\,x$, robinets purgeurs des cylindres, leviers et tringles de commande.

g, guides de la crosse, boulonnés d'une part sur le socle de la boîte à étoupes des cylindres et, d'autre part, sur les consoles en tôle épaisse γ

fixées contre les longerons, ceux-ci étant entretoisés en ce point, comme il a été dit. Le bas des consoles est relié transversalement par la barre δ.

C_v (fig. 8 et 9), tuyaux d'admission d'eau dans le conduit d'échappement des cylindres pour la marche à contre-vapeur.

Il résulte de l'ensemble des dispositions décrites que le bâti est constitué par les longerons solidaires avec les cylindres, et que celui-ci peut se déplacer verticalement sur les boîtes à graisse par la flexion des ressorts; l'axe des cylindres ne rencontre donc pas nécessairement celui de l'essieu moteur. Ce mouvement n'a aucun inconvénient en tant que les ressorts d'un même essieu subissent des flexions égales, mais il produit des torsions plus ou moins prononcées dans les pièces du mécanisme dans le cas contraire.

Ce mal peu prononcé est du reste sans remède, à moins que l'on ne prenne des articulations sphériques pour les deux extrémités de la bielle motrice, comme cela s'est fait quelquefois sans grande utilité.

La bielle motrice et la bielle d'accouplement ne se trouvant pas dans le même plan, les boutons de manivelle, calés dans les moyeux des roues, sont prolongés pour recevoir les bielles d'accouplement.

ATTELAGE, ETC.

La machine est suivie d'un tender qui porte les provisions d'eau, de charbon et l'outillage; l'accouplement se fait de plusieurs manières : il comporte ici une barre centrale, dite barre d'attelage B_a, qui se relie, du côté du tender, à un ressort de traction, en même temps que les traverses des deux véhicules sont appuyées l'une contre l'autre par l'intermédiaire de butoirs à ressorts. La barre centrale est réglée par un tendeur à vis de manière à donner une tension initiale assez forte au ressort de traction et à mettre les butoirs en compression; lorsque la machine développe son effort de traction, les ressorts des butoirs sont soulagés d'autant. L'attelage est complété par deux barres latérales de sûreté qui n'interviennent qu'en cas de rupture de la barre centrale.

En ligne droite, les meilleures conditions seraient réalisées par un serrage énergique de l'attelage; mais la nécessité du passage en courbe limite ce serrage.

La plateforme d'arrière est toujours recouverte aujourd'hui d'un abri ou marquise pour le personnel; ces abris n'existaient pas autrefois et, au début, ils n'avaient pas assez de hauteur, ce qui en rendait le séjour

très malsain : les côtés latéraux et la face avant sont munis de fenêtres ou de regards (fig. 7 et 10); l'abri s'étend latéralement en avant de la façade de chaque côté de la boite à feu, et fournit des emplacements commodes pour les leviers de manœuvre, la robinetterie, etc.

Au-dessus des roues et de chaque côté, se trouvent des passerelles d'accès soutenues par un longeron auxiliaire léger, ou un simple fer d'angle relié au longeron principal par des consoles (fig. 8, partie inférieure). Les grandes roues motrices dépassent ordinairement le niveau des passerelles; elles sont protégées par des boites en tôle qui peuvent être ajourées.

A l'avant, des chasse-pierres C_p sont boulonnés contre les longerons ; ils descendent assez près des rails pour chasser les corps dont le volume serait dangereux; mais ils en restent assez distants pour ne pas les toucher par suite des oscillations verticales des ressorts.

Pour augmenter l'adhérence au départ ou en rampe, on a recours aux projections de sable sec à l'avant des roues motrices. Les sablières sont souvent au sommet de la chaudière; elles sont placées ici latéralement sous les passerelles (B_s, fig. 8); le sable est amené par un tuyau (fig. 7), il est distribué par un agitateur à mouvement oscillant manœuvré de la plateforme, et non représenté.

Le type de machine ci-dessus décrit est peu puissant; il est destiné au service de trains de voyageurs; voici quelques données sur ses éléments essentiels :

Surface de grille	1^{m2},70
Surface de chauffe directe	6^{m2},70
» » extérieure des tubes.	80^{m2}
Section libre des tubes.	0^{m2},25
Section rétrécie de la cheminée	0^{m2},092
Timbre de la chaudière	9.5 atm.
Diamètre et course des pistons	400 × 560
» des roues motrices.	1,560
Poids sur chaque paire de roues.	10 t.
Poids total en ordre de marche	30 t.
Poids total à vide	27 t.

6. — *Machine à cylindres intérieurs.* — Les figures 11 à 13 représentent un type très répandu de machine anglaise à deux essieux accouplés avec cylindres et mécanisme intérieurs.

La construction générale de la chaudière est la même que dans la

machine précédemment décrite, mais le dôme est supprimé, de même que le coffre de vapeur de grand volume au-dessus de la boîte à feu; la position de l'essieu d'arrière permet d'employer une grille à peu près horizontale et un foyer plus profond; le cendrier a une seule porte d'entrée d'air placée à l'avant.

La porte du foyer est munie d'un clapet basculant autour d'une charnière horizontale, dont l'ouverture peut être réglée pour l'introduction de l'air destiné à compléter la combustion de la partie gazeuse. Ce dispositif, plus fréquent en Angleterre que sur le continent, paraît très rationnel, car l'air qui doit passer à travers la grille augmente d'autant le tirage nécessaire, tandis que celui qui pénètre par la porte ne doit vaincre que la résistance du faisceau tubulaire. Cette différence est particulièrement avantageuse dans la marche à feux épais.

La chaudière étant dépourvue de dôme, la prise de vapeur se fait au moyen du tuyau V, percé de nombreuses ouvertures, afin de répartir la prise sur une grande surface et d'éviter toute dépression locale qui provoquerait l'entraînement d'eau. Le régulateur est un tiroir manœuvré directement par tringle et non par arbre; il se trouve dans la boîte à fumée.

Le dessus de la chaudière ne porte comme accessoires que des soupapes de sûreté, chargées au moyen d'un seul ressort agissant au milieu d'une traverse à branches égales, suivant le système répandu par Ramsbottom; l'une des branches du levier est prolongée par une poignée, sur laquelle on peut agir indifféremment dans un sens ou dans l'autre pour soulager l'une des soupapes.

Les longerons, intérieurs aux roues, sont entretoisés par les traverses d'avant et d'arrière, par les cylindres moteurs, la tôle entretoise du mécanisme E_m, l'entretoise E (à l'avant de la boîte à feu) et par une lourde caisse en fonte formant la plateforme du machiniste et servant d'attache à la barre d'attelage.

La jonction rigide de la chaudière et du châssis est faite surtout par l'intermédiaire des parois latérales et de la tôle de front de la boîte à fumée; cette tôle de front est élargie de manière à former de larges goussets latéraux (fig. 13) assemblés par fer d'angle sur les parois de la boîte à fumée retournées horizontalement, de manière à former un large plan d'appui.

La suspension sur le train de roues est faite par ressorts indépendants; pour les deux essieux de l'arrière, ces ressorts sont au-dessous

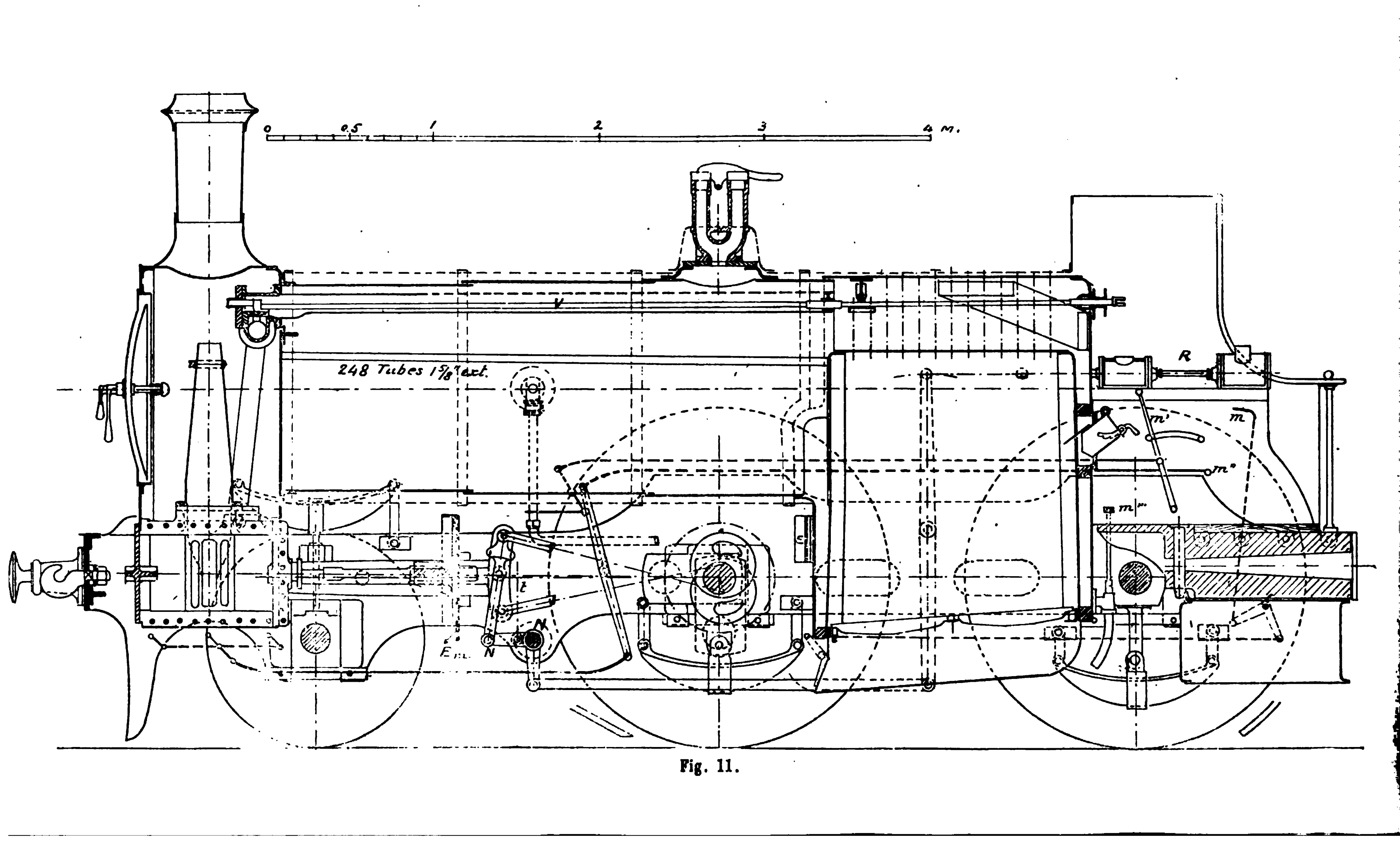


Fig. 11.

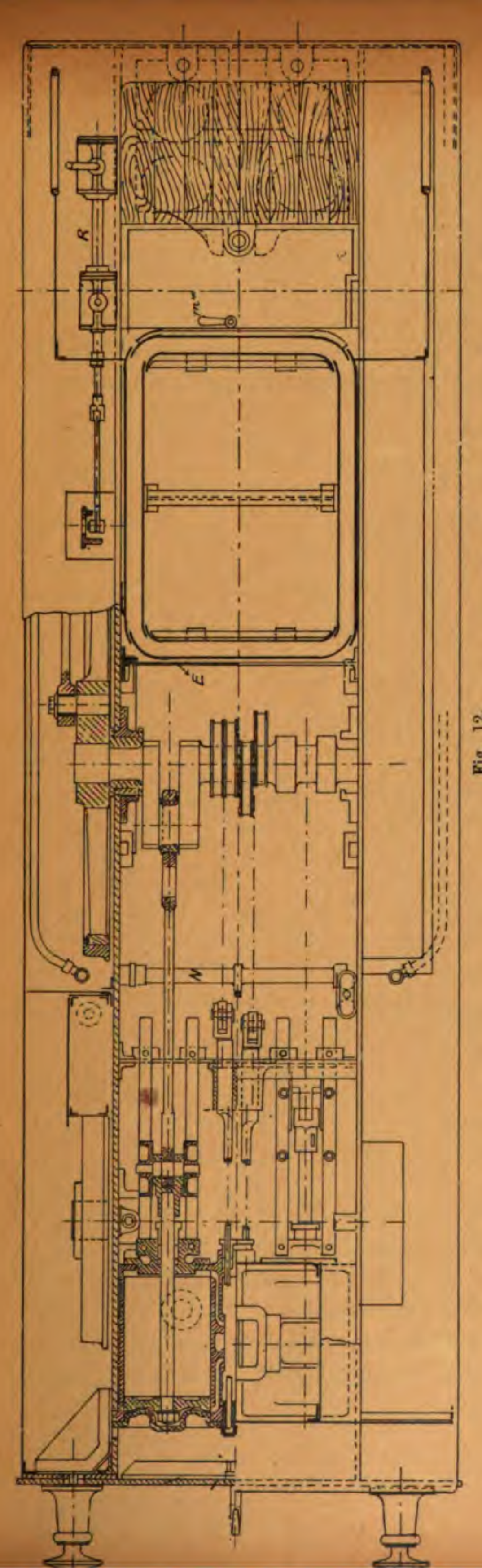


Fig. 12.

des boîtes à graisse, disposition imposée par le grand diamètre des roues.

Les deux cylindres moteurs sont boulonnés l'un contre l'autre par la bride de leurs chapelles, qui sont réunies en une cavité commune; les passages d'échappement sont directs et aboutissent à une tuyère conique à axe rectiligne.

Les crosses de piston sont à deux patins avec quatre faces de guidage entre des barres quadruples; suivant une disposition très usitée en Angleterre, ces barres sont assemblées à la tôle entretoise E_m en un point placé à une certaine distance de l'extrémité, ce qui réduit leur fatigue par flexion.

Les tiroirs sont actionnés par coulisses de Stephenson fonctionnant dans des plans très rapprochés; les leviers de suspension de ces coulisses attaquent leur extrémité supérieure, et sont guidés l'un contre l'autre par une face élargie et dressée (fig. 11). L'arbre de relevage est placé au-dessous des barres d'excentrique, et les poids sont

équilibrés par une paire de ressorts en volute placés en compression et agissant par une tringle *t* sur la branche horizontale du levier N N.

L'emploi des cylindres intérieurs nécessite un essieu moteur coudé (fig. 12) plus coûteux que l'essieu droit, et dont les ruptures sont plus fréquentes; toutefois, les objections qu'on faisait autrefois à l'emploi de cette pièce ont disparu; elle est de fabrication absolument courante.

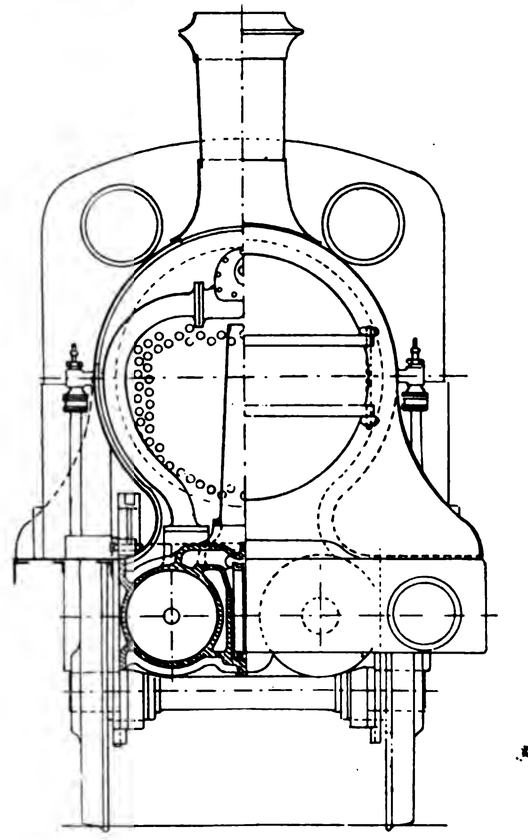


Fig. 13

La manœuvre de l'arbre de relevage se fait ici par un servo-moteur R, avec cylindre à vapeur et cylindre modérateur. Les figures 11 à 13 indiquent aussi la manœuvre *m* des portes du cendrier, le levier *m'* servant à la distribution des sablières, le mouvement *m''* des robinets-purgeurs des cylindres, enfin, la manette *m'''* du robinet de vidange. L'alimentation de la chaudière se fait dans le corps cylindrique, à la hauteur de l'axe.

Les données essentielles de cette machine sont :

Surface de grille.	1^{m^2},48
Surface de chauffe directe	9^{m^2},20
» » extérieure des tubes	96^{m^2}
Timbre de la chaudière.	9 1/2 atm.
Diamètre et course des pistons	460 × 660
Diamètre des roues motrices	2^m,070

Poids en ordre de marche :

Essieu d'avant	11^t,800
Deuxième essieu	14^t,200
Troisième essieu	13^t,000
Total	39^t,000

7. — *Tender.* — Les figures 14 et 15 représentent le tender attelé à la machine décrite au numéro précédent.

L, longeron de 22 millimètres d'épaisseur extérieur aux roues.

l, longeron secondaire formant, avec les traverses *t*, *t* et les boîtes A et B d'avant et d'arrière, un grillage rigide destiné à soutenir la caisse à eau.

T, tôle de 9 millimètres rivée à plat sur la plateforme précédente et formant le bordé étanche du fond de la caisse à eau.

C, caisse à eau dont le pourtour en tôle a 6 millimètres d'épaisseur.

Les parois sont consolidées par des fers d'angle et entretoisées au moyen de cinq tirants en fer rond non représentés; une tôle horizontale *g* consolide l'arrière. La tôle inclinée recouvrant la caisse a une épaisseur de 9 millimètres ; elle forme le fond de la soute à charbon et est exposée aux corrosions.

c, trou de remplissage et d'accès, fermé par un couvercle.

M, tablier en tôle articulé par des charnières à axe horizontal et servant à recouvrir le joint entre la machine et le tender; l'arête d'avant s'appuie à frottement sur la plateforme du machiniste.

La barre d'attelage est rigide et maintenue en tension par la réaction des butoirs; ceux-ci sont appuyés contre la traverse d'arrière de la machine par un seul ressort horizontal.

D, crochet d'attelage du train assemblé à la boite d'arrière avec interposition d'une rondelle en caoutchouc servant à diminuer la réaction lors de la mise en tension brusque des attelages.

Ce tender est muni du frein Westinghouse.

F, cylindre à air du frein pour les trois roues d'un même côté.

n, *n*, *n*, tringles de manœuvre des sabots.

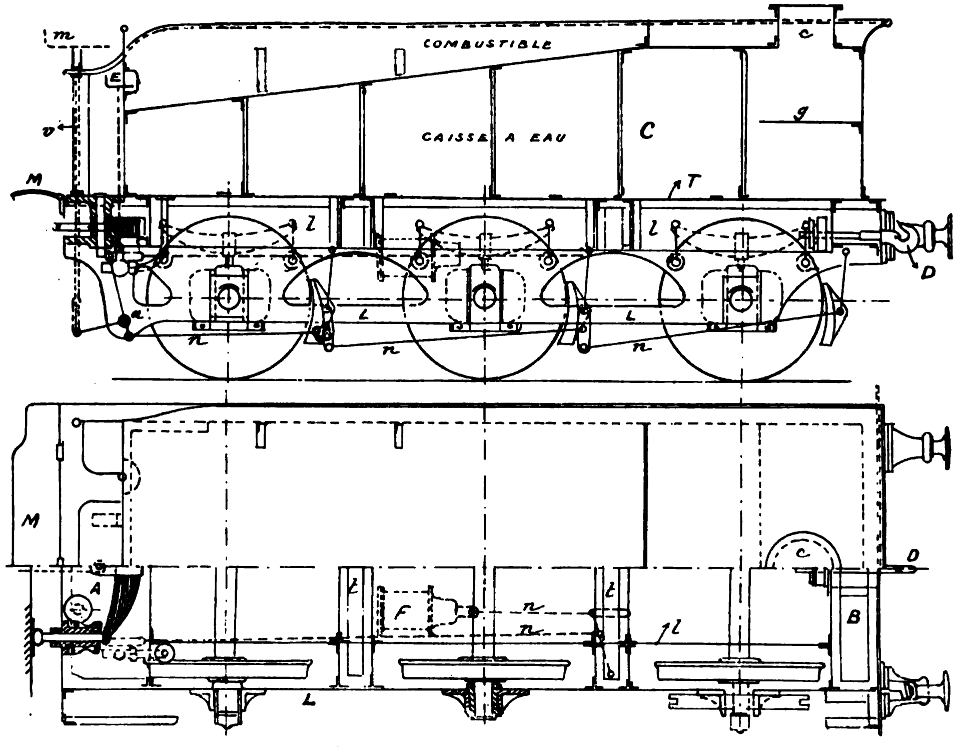


Fig. 14 et 15

a, arbre de renvoi du mouvement des tringles; cet arbre peut aussi être manœuvré à la main au moyen d'une vis *v* et de la manivelle *m*; des coulisses sont ménagées dans les tringles de renvoi du mouvement des cylindres à air et de la manœuvre à main, de manière à ce qu'on puisse user de l'un ou l'autre système à volonté.

E, manivelle de fermeture de la valve de prise d'eau.

La contenance de la caisse à eau est de 9.500 litres; la capacité de la soute à charbon est de 3 tonnes; le poids total du tender en ordre de marche est de 27 tonnes.

CHAPITRE II

Étude mécanique de la Locomotive.

---

§ Ier

RÉPARTITION STATIQUE DE LA CHARGE

8. — *Nombre des points d'appui.* — Ce nombre est choisi de manière à limiter la réaction sur chacun d'eux à un certain taux, déterminé par les conditions de résistance de la voie. Cette limite s'est élevée d'une manière continue par l'adoption de rails en acier plus forts, mieux appuyés et mieux éclissés; la charge de 13 à 15 tonnes par paire de roues est normale; elle est nominalement de 17 tonnes sur l'essieu moteur des machines à roues libres du Great Northern, de 18 tonnes dans les compound du North Eastern; elle atteint 19 tonnes dans les machines à roues libres du Great Western et dans un nouveau type de machines d'express à deux essieux accouplés du North Eastern. Ces charges peuvent encore être dépassées en service par l'altération de la répartition.

Dans les petites machines à deux essieux, les réactions, déterminées par les lois de la statique, sont invariables ; on dispose donc les essieux par rapport au centre de gravité total de manière à obtenir la répartition que l'on juge convenable pour l'adhérence et la stabilité. Dans ce cas particulier, les ressorts ont pour seule fonction d'*amortir les chocs*, comme dans les véhicules ordinaires.

Lorsqu'il y a plus de deux essieux, et en supposant que tous les poids soient distribués symétriquement par rapport au plan médian longitudinal, la statique ne donne que deux équations pour relier les réactions inconnues; les conditions géométriques de déformation des ressorts fournissent les équations supplémentaires qui achèvent de déterminer le problème ; les ressorts ont alors une double fonction : *amortir les chocs* et *opérer une répartition convenable des charges.*

9. — *Cas de trois essieux avec ressorts indépendants.* — Soient (fig. 16) :

P, le poids total (non compris celui des essieux montés), agissant suivant une verticale connue, à la distance L de l'essieu d'arrière.

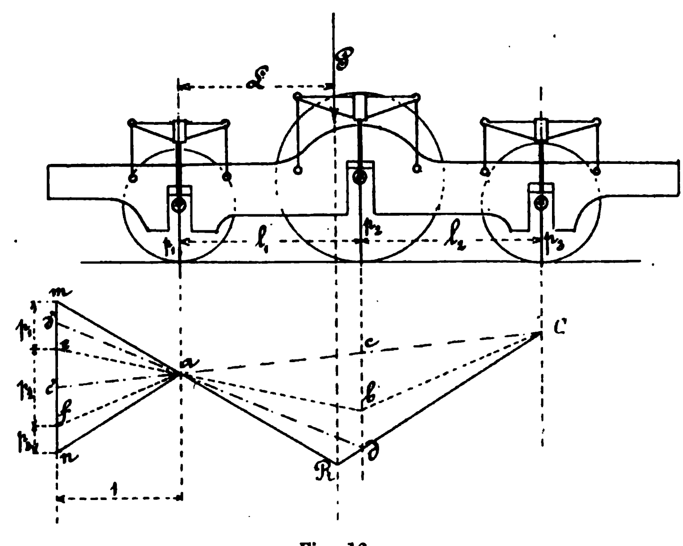


Fig. 16

p_1, p_2, p_3, les réactions des boîtes à graisse sur les chandelles.

l_1, l_2, les distances comprises entre les essieux.

Pour les pièces telles que les bielles motrices et les barres d'excentrique, qui sont appuyées à la fois sur un essieu et sur l'un ou l'autre point du bâti, on devra compter dans le poids P la composante appliquée au bâti seulement.

La charge au contact des roues s'obtiendra en ajoutant à p_1, p_2, p_3 le poids de l'essieu monté correspondant, augmenté de la composante des pièces mobiles qui porte sur l'essieu.

Les trois réactions doivent satisfaire aux deux conditions :

$$p_1 + p_2 + p_3 = \mathrm{P} \tag{1}$$

$$p_2\, l_1 + p_3\,(l_1 + l_2) = \mathrm{P\,L} \tag{2}$$

qui laissent ces réactions indéterminées.

Toutes les solutions possibles sont données par le tracé graphique de la figure : à une distance du point *a* égale à l'unité et mesurée horizon-

talement, menons la verticale *mn* égale à P; joignons *am*, *an;* menons *a*R, RC parallèles aux directions ainsi trouvées.

Choisissons arbitrairement *me* égal à p_1, joignons *ea* et prolongeons cette ligne jusqu'à l'intersection *b*, joignons *b*C, menons *af*, parallèle à C*b*, nous déterminerons ainsi *ef*, *fn* qui sont les réactions p_2, p_3.

L'une des réactions peut donc être choisie arbitrairement, à la condition de ne pas rendre négative l'une des deux autres; il est facile de voir qu'il en sera ainsi si le point *b* tombe entre *c* et *d;* prolongeons *dad'* C*ac'*, il est visible que p_1 a pour limite inférieure *md'*, auquel cas p_3 s'annule, et pour limite supérieure *mc'*, auquel cas p_2 s'annulerait. On voit aussi par le tracé que p_1 et p_3 varient dans le même sens; l'égalité des moments par rapport à l'essieu intermédiaire donnerait d'ailleurs :

$$p_1\, l_1 - p_3\, l_2 = \mathrm{P}\,(l_1 - \mathrm{L})$$

ce qui indique que la différence du premier membre doit rester constante et entraîne l'augmentation ou la diminution simultanées de p_1 et p_3. Cette dernière équation se tirerait aussi des conditions (1) et (2).

Les écrous de réglage des tringles de suspension permettent de faire varier la réaction du ressort intéressé; on connait d'ailleurs la flexion de chaque ressort par tonne de charge, ainsi que la flèche initiale ; il est donc possible d'établir la répartition des poids sans aucun moyen de pesage; cependant il est indispensable, pour prévenir toute erreur, de vérifier les charges sur un pont à peser à tabliers indépendants que l'on équilibre simultanément. Cet appareil ne donnerait aucune indication quant aux charges individuelles des essieux si les tabliers n'étaient pas au même niveau au moment de la pesée, puisque les ressorts n'auraient pas la flèche qu'ils prennent sur la voie rigide.

10. — *Cas de quatre essieux avec ressorts indépendants.* — Adoptons les notations de la figure 17. Il y a deux conditions de statique pour les quatre réactions inconnues ; on peut donc choisir p_1 et p_2, ce qui détermine les deux côtés *ab* et *bc* du polygone; en joignant *cd*, et menant une parallèle à cette direction, on détermine p_3 et p_4.

Supposons qu'on ait choisi p_1, ce qui fixe la direction *ab;* du point *b*, menons *be*, *bd;* il est visible que le point *c* devra se trouver entre *e* et *g*, sinon l'une des réactions p_3 ou p_4 deviendrait nulle ou même négative, ce qui est impossible ; en menant par *a* les parallèles *ae'*, *af*, aux directions *be*, *bd*, on aura par les points *e'* et *f* les limites inférieure et supérieure de la réaction p_2 pour la valeur de p_1 choisie.

De plus, p_1 ne peut être pris tout à fait arbitrairement, car joignons *ad* et prolongeons cette direction jusqu'en *d'*; si p_1 était pris égal à *md'*, le point *b* tomberait sur *ad*, les réactions p_2 et p_3 seraient nulles ; p_1 est donc compris entre zéro et *md'*.

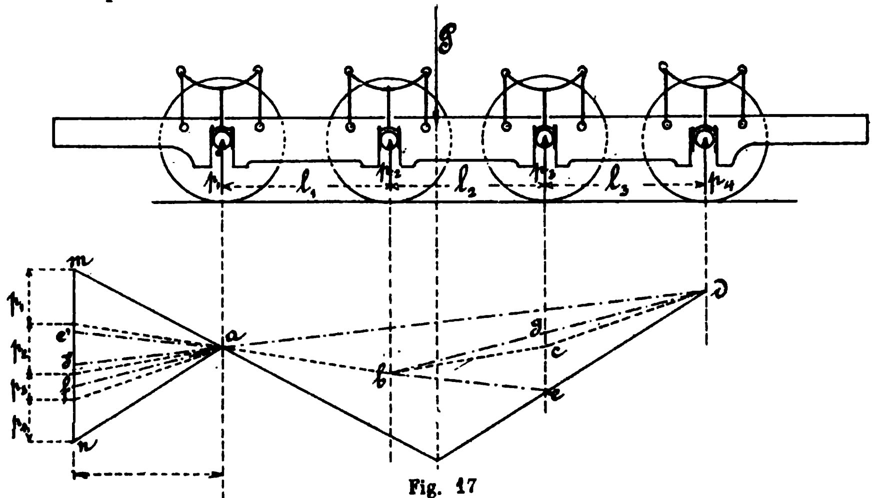


Fig. 17

On pourrait raisonner de la même manière dans le cas d'un plus grand nombre d'essieux ; la répartition devient de plus en plus précaire parce qu'elle se modifie tout entière par la variation de l'une des réactions, soit par desserrage des tringles, soit par altération de l'élasticité d'un ressort ou par les déformations permanentes qu'ils peuvent prendre à la suite d'un choc violent.

On ne cherche pas à obtenir une répartition égale des charges sur les rails ; ainsi, on modère généralement la pression sur l'essieu porteur d'avant des machines à grande vitesse, car cet essieu étant directeur est fatigué par les entrées en courbe, etc. ; les roues d'avant doivent être aussi rigides que possible ; le déraillement en courbe est plus difficile avec des roues de faible diamètre à saillie égale du boudin ; il existe d'ailleurs de nombreuses raisons pour abaisser l'essieu porteur de l'avant à cause de la position du mécanisme ; cet essieu tourne donc fort vite, et l'on modère la charge sur les fusées pour éviter le chauffage des boîtes (1). Par contre, on ne peut descendre au-dessous d'une certaine

1. Les raisons données ci-dessus sont relatives : le London-Brighton emploie pour la remorque des express, des machines à deux essieux accouplés à l'avant ; ce type se rencontre aussi au Nord et à l'Est français, mais pour des trains de vitesse modérée.

gé par le mouvement

la charge doit être
est surtout vrai des
s accouplées, l'essieu
chargé soit inten-
ment alourdi par les

it que la répartition
ure inégale des cous-
certains machinistes
faut donc vérifier de
que essieu, mais pour
nt coûteux et ne sont
s les multiplier, on a
qui opèrent en soula-

établir une relation
nsécutifs en associant
cier *ab*, dit balancier

ativement considérés
les deux tringles d'un
as du balancier, on a

statique, détermine
une machine à trois
essieux.

1. L'appareil de R. Stephenson et Ce, à Newcastle, prend appui sur le rail et soulage la roue au moyen d'un vérin hydraulique dans lequel la pression est mesurée au moyen d'un manomètre (*Engineering*, 1887, 2e sem., p. 254).

Les ponts à peser complets opèrent simultanément sur toutes les roues et permettent de lire la pression de chaque roue sur son point d'appui ; l'équilibrage se fait au moyen de poids variables ou de poids curseurs. L'Orléans emploie un pont à peser basé sur l'équilibrage au moyen de colonnes mercurielles agissant sur un diaphragme de 0,55 de diamètre ; le pont est disposé pour 4 essieux, il y a donc 8 de ces disques ; les longueurs des tabliers sont choisies de manière à ce que le pont puisse servir pour les types à deux, trois ou quatre essieux.

La résultante de p_1 et p_2 divise la distance entre E_1 E_2 en deux segments proportionnels à ao, ob; pour obtenir le point d'application i de cette résultante partielle, il suffit de joindre $E_1 a$, $E_2 b$, et par le point de rencontre s, de mener so qui, prolongé jusqu'à l'intersection de E_1 E_2, fournira le point i: il serait facile d'adapter la construction au cas où les essieux ne sont pas au même niveau.

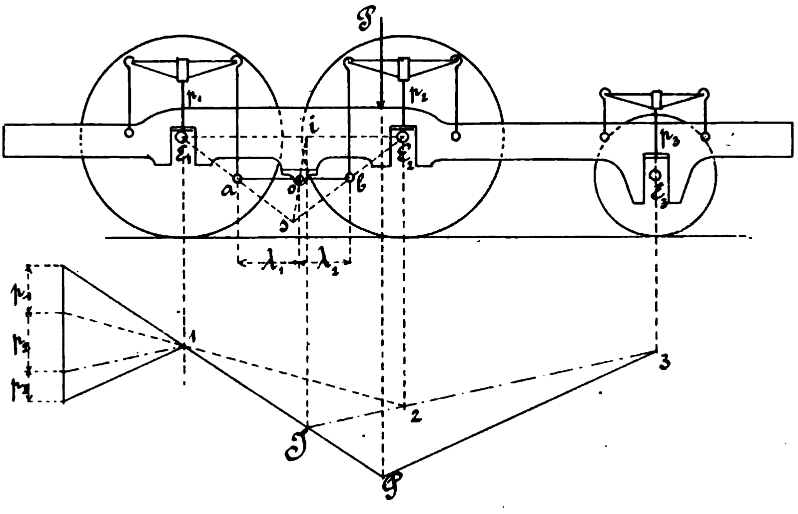


Fig. 18

Cela posé, la détermination graphique des réactions ne présente aucune difficulté, le poids total connu détermine les côtés 1P, 3P ; on joint 3I, puis 2,1. Pour modifier la répartition, il faudrait changer le rapport des bras du balancier ; ce changement influence non seulement les ressorts reliés, mais encore le ressort indépendant, parce que le point I se déplace sur le côté 1P du polygone; en déchargeant la roue d'arrière, c'est-à-dire en augmentant λ_1 au détriment de λ_2, on décharge aussi la roue d'avant ([1]).

Le balancier compensateur ne permet donc pas de commander comme on le veut la répartition ; mais il la rend invariable malgré les altérations des ressorts ou des tringles, l'usure des boîtes, et même les défauts de la voie dans le sens vertical. Cet effet s'explique d'ailleurs ciné-

1. Certains auteurs admettent que la répartition que l'on obtient au moyen du balancier est la même, en ce qui concerne l'essieu d'avant, que si le châssis ne portait que sur cet essieu d'avant et le pivot o du balancier ; il n'en serait ainsi que si les points o et i tombaient sur la même verticale.

matiquement; car si l'on suppose que l'essieu E_2 soit poussé vers le haut par une surélévation des rails, l'essieu E_1 s'abaisse et les roues continuent à porter.

Au point de vue de la division des charges, les ressorts pourraient même être remplacés par des leviers rigides, leur élasticité n'intervient que pour amortir les chocs.

13. — *Balancier compensateur transversal.* — Dans ce qui précède, nous avons raisonné comme si les deux roues d'un même essieu subissaïent en même temps les inégalités de la voie; mais pour assurer une répartition invariable entre les deux roues d'un même essieu malgré les dérangements des ressorts ou des tringles, il faut introduire une liaison transversale entre les ressorts du même essieu; car, en réalité, la charge est reportée sur les six roues, et la statique ne détermine complètement les réactions que pour un plan posant sur trois appuis. Les deux balanciers compensateurs ajoutent deux équations aux conditions de la statique qui, pour des forces parallèles non contenues dans un même plan, sont au nombre de trois. Pour achever de déterminer le problème, il manque donc une condition.

On peut relier par un balancier à bras égaux (fig. 19, type 25 de l'État-belge) deux tringles de suspension qui sont dans le même plan trans-

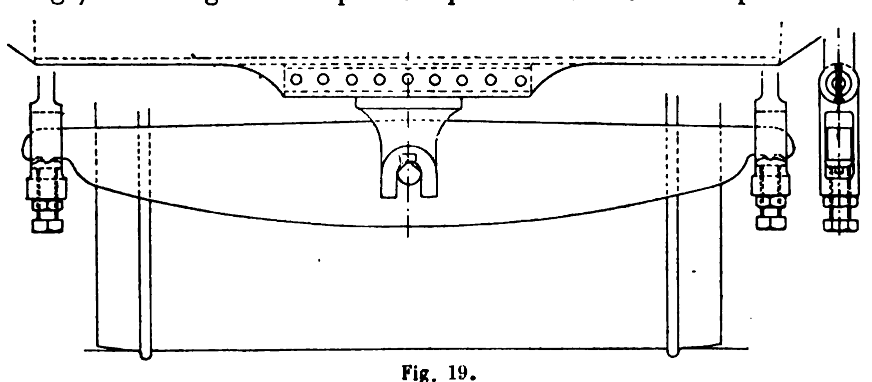


Fig. 19.

versal, ou bien les pivots *o* de la figure 18 qui, dans ce cas, sont indépendants des longerons; les déplacements doivent alors être rendus possibles par des articulations à genouillères.

La liaison dont il vient d'être question pourrait, au lieu d'intéresser les essieux $E_1 E_2$, être établie entre les tringles de suspension des ressorts de l'avant.

Par cette nouvelle conjugaison, le châssis repose virtuellement sur trois points d'appui, dont l'un se trouve sur l'axe longitudinal; il ne faut donc pas se dissimuler que la stabilité est diminuée au sens ordinaire du mot, par exemple au point de vue d'une force étrangère qui viendrait à agir en dehors de l'axe, ou si le centre de gravité se déplaçait transversalement.

Le système deviendrait même tout à fait instable si on introduisait une liaison de plus, par exemple si on employait des balanciers transversaux à la fois pour l'un des essieux E_1 E_2 et pour l'essieu E_3.

14. — Il existe bien des manières de réaliser les principes qui viennent d'être indiqués : elles sont dictées par l'espace dont on dispose et les conditions particulières de chaque cas. Ainsi, dans les dispositifs

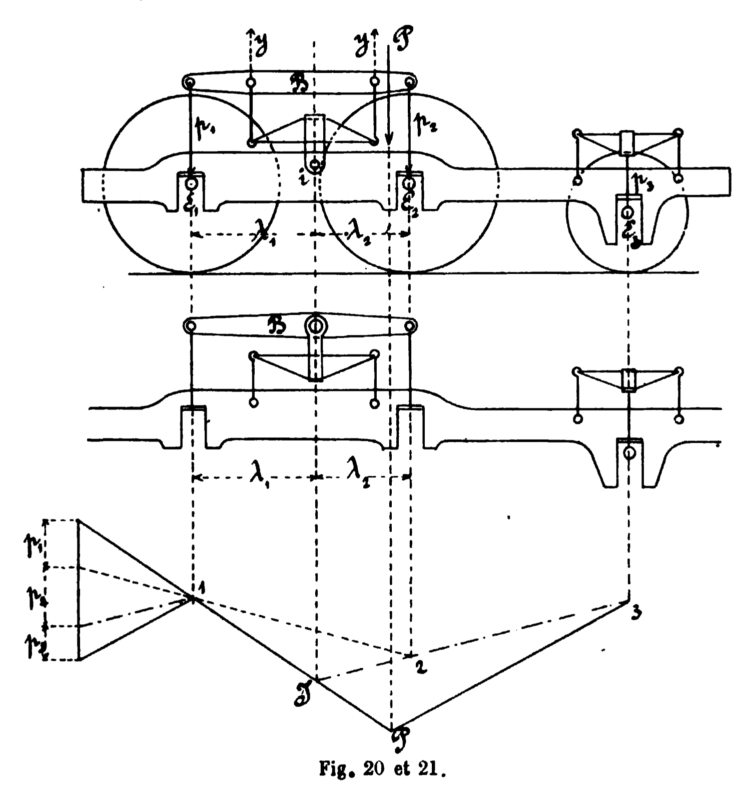


Fig. 20 et 21.

(fig. 20 et 21), un seul ressort est employé pour les deux essieux E_1 E_2 ; les tractions y des tringles sont égales, et les réactions p_1 et p_2 sont en

raison inverse des bras $\lambda_1 \lambda_2$; le point *i* est sur la résultante des réactions p_1 et p_2, ce qui simplifie la détermination graphique.

Pratiquement il convient, au point de vue des fatigues dues aux chocs tant sur la voie que sur le véhicule, de diminuer les organes intermédiaires plus ou moins massifs par lesquels ils se transmettent : cette condition est mieux remplie dans la figure 18 que dans les systèmes des figures 20 et 21, où le balancier est nécessairement une pièce importante en liaison invariable avec les boîtes.

La figure 22 représente à cet égard une excellente disposition (type 25 de l'État belge).

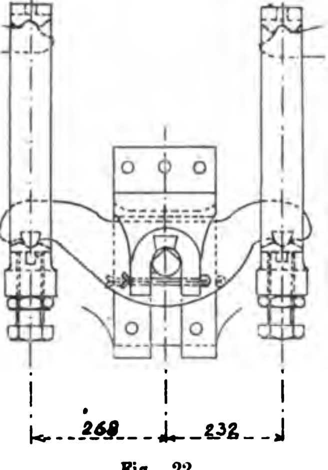
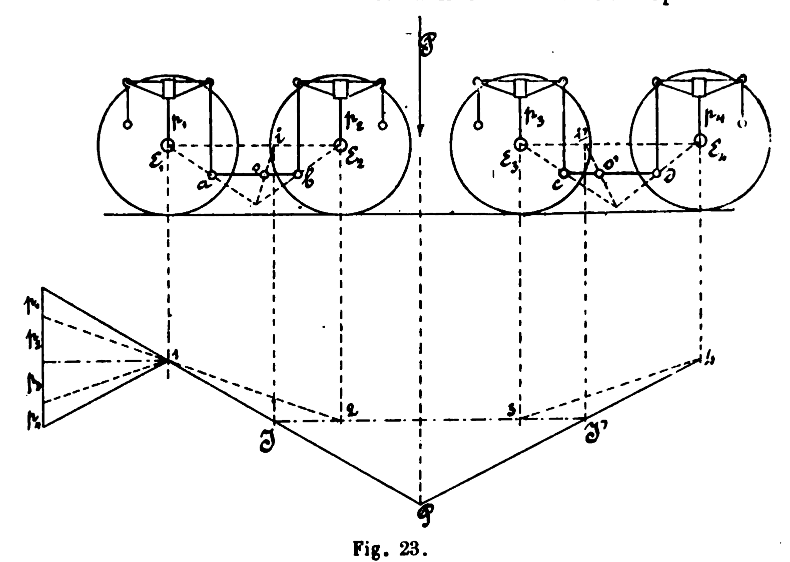


Fig. 22.

15. — Dans les machines à quatre essieux, on peut éviter l'indétermination des réactions et assurer l'invariabilité de répartition des


Fig. 23.

charges en employant deux balanciers pour chaque file de roues (fig. 23).

Les points *i*, *i'* étant déterminés comme au numéro 12, les verticales

menées par ces points donnent les intersections I, I', avec les côtés 1P, 4P ; on joint II'; les intersections 2 et 3 achèvent de résoudre le problème.

On trouve aussi, mais plus rarement, la disposition figure 24 (machine récente de M. *Webb* pour les trains de minerais sur le L. et N. W.).

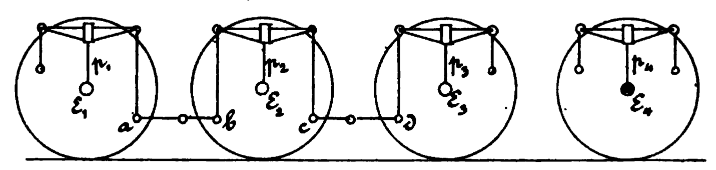


Fig. 24.

Le balancier compensateur transversal s'applique encore à l'un ou l'autre de ces deux cas.

Indépendamment des systèmes donnés ici, on rencontre aussi des systèmes mixtes, c'est-à-dire dans lesquels les balanciers ne sont pas en nombre suffisant pour déterminer statiquement les réactions ; dans certains cas, il est impossible de placer les ressorts au-dessus ou au-dessous des boîtes à graisse : ainsi, dans un type de machines puissantes construites par Maffei pour le Gothard, la charge est reportée sur les boîtes de l'essieu d'arrière par deux leviers coudés dont les branches verticales sollicitent un ressort de flexion couché horizontalement derrière la boîte à feu, lequel fait office de balancier compensateur transversal.

M. W.-P. Henszey (des ateliers Baldwin) a employé le levier compen-

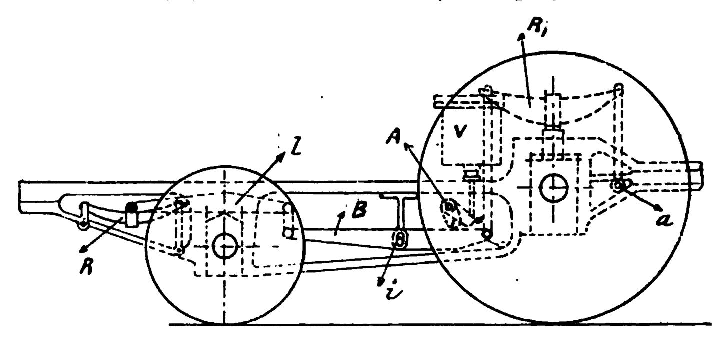


Fig. 25.

sateur B à point d'appui variable (fig. 25) pour modifier à volonté la charge sur un essieu à roues libres et augmenter ainsi l'adhérence. Dans les conditions normales de marche, le pivot est en *i*, mais on peut

par l'action d'un cylindre à vapeur vertical V placé à l'avant de la boite à feu, déplacer l'arbre transversal A, qui porte une came à chacune de ses extrémités; cette came, en appuyant sur le levier, supprime le point d'appui *i* et augmente la charge sur le ressort R_1.

Pour l'essieu d'arrière, la charge est reportée indirectement sur les boites à graisse au moyen du levier *l*; le ressort R est reporté en arrière de la roue. Cette dernière combinaison est fréquente dans les machines américaines : la première, signalée à titre de curiosité, n'a pas été reproduite à notre connaissance.

§ II

ACTION DU MÉCANISME MOTEUR

16. — *Forces provenant de l'action de la vapeur.* — Considérons (fig. 26 et 27), une machine à cylindres extérieurs dans laquelle la vapeur est admise sur la face de gauche de l'un des pistons; dans la

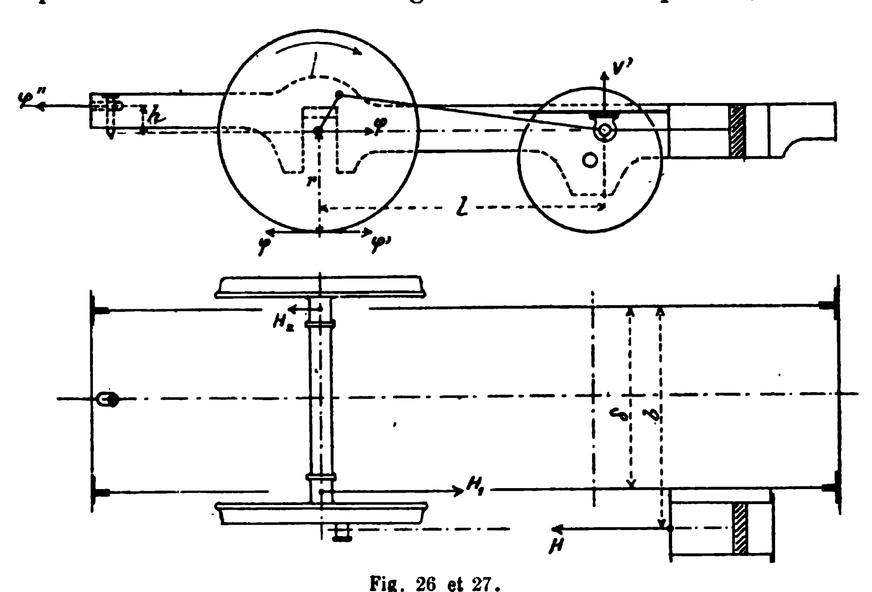


Fig. 26 et 27.

figure 28, H est la tension de la tige de piston, V est la réaction du guide supposée normale ; celui-ci reçoit donc l'action V' dirigée de bas en haut qui tend à soulager le châssis. Les deux actions H et V équivalent à l'effort B, transmis par la bielle au milieu *n* du bouton de mani-

velle; l'effort B équivaut au couple BB', agissant dans un plan normal à l'essieu, et à l'effort B'' ou à ses composantes H et V.

L'effort H se traduit par les composantes H_1 et H_2, appliquées aux points *e* et *f* sur les faces de contact des boîtes à graisse; l'effort V équivaut aux

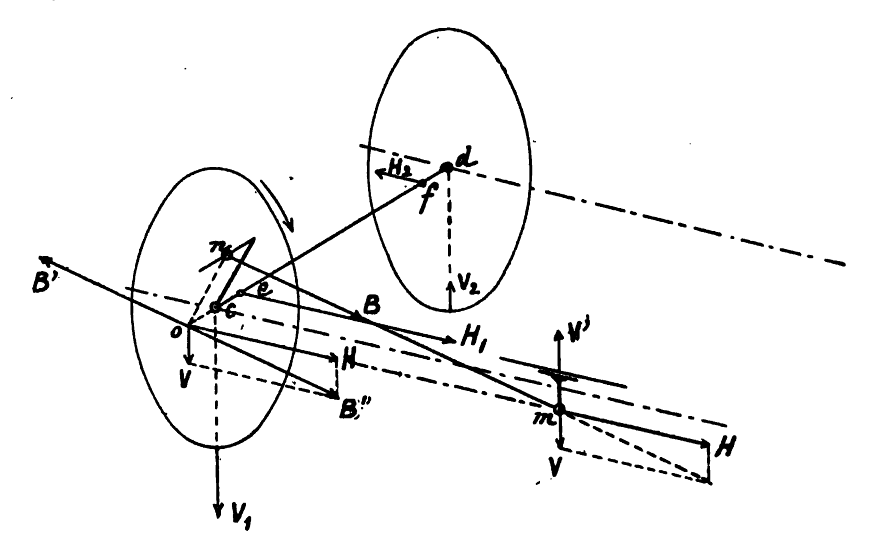


Fig. 28.

forces V_1 et V_2 s'exerçant au contact des roues, la première est une surcharge de la roue correspondante, la seconde diminue d'autant la réaction du rail.

En résumé, l'essieu est soumis au couple B B', le châssis reçoit les actions V', H_1 H_2, les réactions des rails sont modifiées par les forces V_1, V_2.

Le cylindre est sollicité par la pression H de la vapeur qui s'exerce sur le couvercle du côté de l'essieu (fig. 27), cette pression est exactement équilibrée par les composantes H_1 H_2 provenant des pressions des boîtes sur leurs guides.

Les forces H, H_1 H_2 appliquées au châssis (fig. 27) mettent en jeu sa résistance sans produire d'autre effet que des tensions moléculaires et des déformations insensibles, comme dans tout bâti de machine fixe. Il ne reste ainsi pour le châssis que la force verticale V', qui varie en intensité et position.

Sur l'essieu moteur, le couple BB' peut être remplacé par un couple

d'égal moment qui est celui des forces φ (fig. 26) ; la force φ agissant au contact du rail est équilibrée par la réaction égale φ' pourvu qu'il n'y ait pas glissement, c'est-à-dire que l'adhérence soit suffisante. La force φ agissant au centre de l'essieu et vers l'avant reste disponible comme effort de traction, c'est-à-dire qu'elle pourrait équilibrer une résistance égale placée dans son prolongement, comme le serait, par exemple, la tension d'un lien qui retiendrait le châssis à l'arrière.

17. — *Équilibre de l'ensemble du châssis et du train de roues.* — Supposons que le châssis soit attelé à un point fixe, à une hauteur non encore déterminée, et que la vapeur soit admise sur la face de gauche du piston comme ci-dessus ; outre les réactions dues au poids, l'ensemble du châssis et de l'essieu moteur resterait simplement soumis :

1°) A la force φ agissant vers l'avant, au centre de la roue ;

2°) A la force verticale V' s'exerçant sur le guide ;

3°) Aux composantes V_1 V_2 sur les roues, ou à la force verticale V agissant en *o* (fig. 28) qui leur a donné naissance ;

4°) A la réaction de l'attelage.

Les autres forces que l'on pourrait considérer sont des forces intérieures, et n'entrent pas en ligne de compte.

Mais les forces 2° et 3° forment un couple égal et de sens contraire au couple moteur, nous pourrions donc le supposer appliqué au longeron sous la forme d'un couple φ_1 φ_2, figure 29, en imaginant la boite à graisse soudée au longeron. Nous voyons ainsi que dans l'ensemble, la force φ_1 équilibre l'effort φ déjà considéré au centre de la roue et qu'il ne reste que la force d'égale intensité φ_2 dirigée vers l'avant à la hauteur du rail. Nous pouvons en conclure que le système est capable d'équilibrer une résistance égale agissant en sens contraire vers l'arrière, et que si l'attelage était à la hauteur du rail, la répartition de la charge sur la voie ne serait pas altérée par l'action de la vapeur sur le mécanisme.

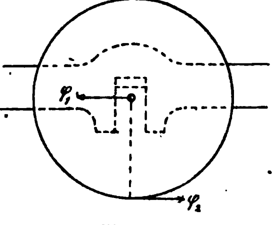


Fig. 29.

Toutefois, ce n'est là qu'une considération accessoire, car les variations de pression sur les rails ne sont la cause d'aucun mouvement perturbateur ; c'est la variation de pression sur les ressorts qu'il importe de considérer, parce que ceux-ci étant élastiques, il en résulte des déformations et par conséquent des mouvements de balancement du système porté sur les boites à graisse.

18. — *Équilibre du châssis isolé.* — L'équilibre du châssis n'est affecté que par la force V', l'effort φ agissant vers l'avant, et la résistance égale φ'' s'exerçant à l'arrière (fig. 26); quant aux forces V_1 V_2 elles n'intéressent que les roues, attendu que V_2 n'atteint pas la moitié du poids de l'essieu monté. L'effet combiné de V' φ et φ'' est de surcharger le ressort de l'arrière et de décharger celui de l'avant de quantités variables, puisque toutes ces forces s'annulent aux points morts et acquièrent une intensité maximum en un point intermédiaire de la course.

La position en hauteur de l'attelage n'est pas indifférente à l'effet signalé; avec la disposition de la figure 26, où l'attelage est plus haut que l'essieu, les effets s'ajoutent; en mettant l'attelage plus bas, ils se combattent.

Dans les machines d'express, c'est-à-dire à grandes roues, la barre est à peu près au niveau des essieux moteurs (fig. 11 *ante*), l'effet du couple φ*h* est en général insensible; pour les machines à petites roues, l'attelage est notablement plus haut que l'essieu, l'avant est donc déchargé en marche, tandis que l'arrière est surchargé; quant aux réactions sur les rails, elles sont toujours augmentées à l'arrière et diminuées à l'avant, puisque l'attelage aussi bas qu'on puisse le placer est toujours au-dessus des rails.

19. — *Conséquence de la solidarité des roues de l'essieu moteur.* — Nous avons supposé que l'effort φ'' s'exerce vers l'arrière dans le plan même de la roue, tandis que la résistance se trouve en réalité dans l'axe longitudinal (fig. 27); notre hypothèse serait nécessaire si la roue motrice considérée était folle sur l'essieu, comme il serait possible de l'imaginer, car sinon, il se produirait un couple horizontal qui tendrait au déraillement. Si l'on suppose, au contraire, que l'essieu forme avec les deux roues un système de rigidité parfaite, le roulement de l'une des roues entraîne un déplacement angulaire égal de l'autre, et le couple BB' (fig. 28) est partagé entre les deux roues, sur lesquelles il trouve également à s'équilibrer. On peut, en effet, pour fixer les idées, supposer que les roues sont dentées à leur pourtour et que les rails fonctionnent comme des crémaillères.

Ce n'est là cependant qu'une considération approximative, car les roues et l'essieu subissent une certaine déformation par flexion et par torsion, en même temps que les rails sont affectés eux-mêmes par des déformations moléculaires; ces déplacements fourniraient les équations

de condition évidemment difficiles à poser qui permettraient de déterminer la part de l'effort de traction qui revient à chacune des boîtes à graisse, comme dans tout problème statiquement indéterminé. Nous n'envisagerons pas la question d'une manière aussi approfondie.

20. — *Effet du second cylindre — Effort de traction.* — Les raisonnements ci-dessus s'appliquent évidemment au second cylindre; on ne devra pas perdre de vue que les manivelles étant calées à angle droit, les forces V' ne sont pas au même instant égales ni dans le même plan transversal. Les couples analogues à BB' agissant sur le même essieu détermineront un effort de traction total Ψ, sur la barre d'attelage :

$$\Psi = \frac{\Sigma\,(B,\ B')}{r}$$

le signe Σ s'étendant aux deux machines.

L'effort de traction varie en même temps que la somme des couples moteurs; en appelant $d\omega$ une rotation élémentaire de l'essieu, et Ψ_m l'effort de traction moyen, on a :

$$\Psi_m = \frac{\int_o^{2\pi} (B,\ B')\ d\omega}{2\pi\ r}$$

L'intégrale est la somme des travaux effectués sur les deux pistons pour un tour, abstraction faite des frottements; en appelant p_m la pression moyenne des diagrammes, on a aussi, l désignant la course des pistons et d leur diamètre :

$$\Psi_m = \frac{p_m\ d^2\ l}{2r}$$

$2r$ étant le diamètre D des roues motrices.

Cette formule est très souvent employée pour déterminer ce qu'on appelle l'effort de traction théorique moyen aux jantes; elle permet de comparer les machines au point de vue de la puissance du mécanisme, car la distribution présente d'un type à l'autre une grande uniformité. On admet assez généralement que, pour les plus grandes introductions :

$$p_m = 0,65\ p$$

p étant la pression effective de la chaudière; le coefficient 0,65 tient compte à la fois des pertes de pression à l'admission et à l'échappement

et des pertes du diagramme par suite de la compression, de l'avance à l'échappement de l'étranglement, etc. La formule devient :

$$\Psi_m = 0,65\, p \frac{d^2\, l}{D}$$

L'effort de traction moyen est donc proportionnel au volume des cylindres et en raison inverse du diamètre des roues motrices.

Ψ_m n'est pas l'effort transmis au crochet d'attelage du tender avec le train, même si le mouvement est uniforme, parce que la locomotive et le tender envisagés comme véhicules absorbent une partie de cet effort pour rouler. De plus, les résistances du mécanisme viennent en déduction du couple moteur. On peut donc considérer Ψ_m comme un effort fictif qui agirait aux jantes, et tel que :

$$\Psi_m = R + R' + R''.$$

R étant la résistance du train sur le crochet du tender;

R' la résistance de la locomotive et du tender envisagés comme véhicules, les bielles motrices étant démontées;

R'' la résistance additionnelle rapportée à la jante provenant des frottements du mécanisme pour la pression moyenne p_m.

21. — *Effet des forces V' sur le bâti.* — Supposons que la machine soit attelée à un point fixe au même niveau que l'essieu moteur, l'un des pistons étant au point mort, l'autre étant donc approximativement au milieu de sa course ; si l'on admet la vapeur dans les cylindres, la force V' qui s'exerce de bas en haut sur les guides produit une altéra-

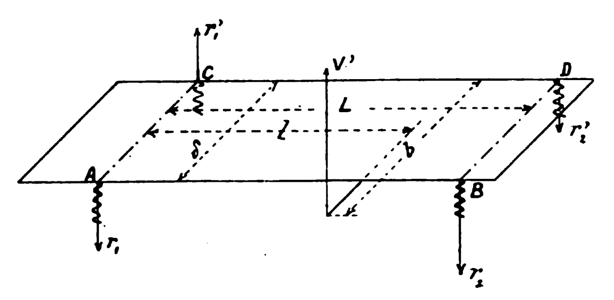


Fig. 30.

tion dans la charge portée par chacune des boites. Pour simplifier le problème, nous prendrons une machine qui ne porte que sur deux essieux (fig. 30). Le calcul s'appliquerait d'ailleurs facilement à un sys-

tème à balanciers compensateurs à trois essieux sans balancier transversal; enfin, s'il y avait un balancier transversal, il ne serait même pas nécessaire de faire intervenir les ressorts dans le calcul des réactions, puisque le système serait statiquement déterminé.

Dans la figure 30, le châssis est supposé appuyé directement sur les ressorts, ceux-ci reposant sur le dessus des boîtes. Lorsque la force V' n'agit pas, les ressorts ont certaines longueurs ; la force V', en modifiant les réactions, leur donne des déformations supplémentaires ; mais les points de contact du châssis rigide avec les ressorts restent dans le même plan. Il existe donc entre les déformations additionnelles une relation simple que nous pouvons exprimer avec assez d'approximation en égalant les dénivellations transversales des lignes AC, BD.

Soient $r_1\ r'_1\ r_2\ r'_2$ les modifications des réactions dues à la force V' seule ; nous aurons d'abord les trois équations d'équilibre :

$$(1) \qquad r_1 + r_2 + r'_2 - r'_1 = V'$$

$$(2) \qquad r_2 + r'_2 = V'\frac{l}{L}$$

$$(3) \qquad r_1 + r_2 = V'\frac{b}{\delta}$$

Soit φ_1 la flèche par tonne de charge pour les ressorts de l'arrière, φ la même quantité pour les ressorts de l'avant ; nous devrons avoir par l'égalité des dénivellations transversales :

$$(4) \qquad \frac{r_1 + r'_1}{\varphi_1} = \frac{r_2 - r'_2}{\varphi_2}$$

Dans le cas particulier où $\varphi_1 = \varphi_2$, on trouve :

$$r_1 = \frac{V'}{2}\left(\frac{1}{2} - \frac{l}{L} + \frac{b}{\delta}\right)$$

$$r'_1 = \frac{V'}{2}\left(-\frac{3}{2} + \frac{l}{L} + \frac{b}{\delta}\right)$$

$$r_2 = \frac{V'}{2}\left(-\frac{1}{2} + \frac{l}{L} + \frac{b}{\delta}\right)$$

$$r'_2 = \frac{V'}{2}\left(\frac{1}{2} + \frac{l}{L} - \frac{b}{\delta}\right)$$

En écrivant les 4 équations plus haut, nous avons préjugé le sens des quatre réactions considérées : si les valeurs trouvées ici sont positives, il en résultera que leur sens est bien celui que nous avons admis *a priori*.

Pour $\delta = 1^m,26$, $b = 1^m,64$ et $l = L$, valeurs relevées sur une petite machine à cylindres extérieurs, on a :

$$r_1 = r'_1 = 0.4\ V' \ ; \ r_2 = 0.9\ V' \ ; \ r'_2 = 0.1\ V'.$$

Pour V' égal à 1.800 kilogrammes, il vient :

$$r_1 = r'_1 = 720 \ ; \ r_2 = 1620 \ ; \ r'_2 = 180.$$

Les flèches φ_1 et φ_2 sont de 8 millimètres par tonne, elles amènent une dénivellation de 11,5 mm. sur la largeur du châssis ; par suite de l'égalité et du sens des réactions de l'arrière, le point milieu du châssis au-dessus de l'essieu correspondant ne change pas de niveau ; mais au-dessus de l'essieu d'avant, il s'élève de 7 millimètres environ.

Lorsque la machine considérée est au point mort et que l'autre piston est au milieu de sa course, l'altération des réactions est symétrique de celle qui vient d'être trouvée.

Si l'on suppose la machine en fonctionnement lent, les effets ci-dessus décrits se produiront à peu près ; mais si la vitesse augmente, ils seront modifiés par l'inertie du châssis et du système qu'il supporte.

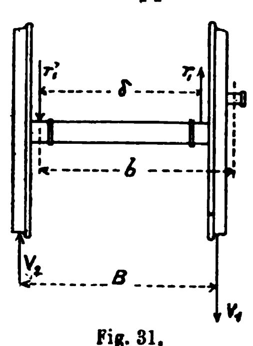


Fig. 31.

22. — *État de sollicitation au contact des roues.* — Si nous examinons conjointement l'effet des forces V_1 et V_2 déjà considérées (fig. 28) et de celles dont il vient d'être question, nous voyons tout calcul fait que l'essieu d'arrière sera soumis, sur la roue de droite (fig. 31), la manivelle de gauche étant au point mort, à la surcharge (1) :

$$\frac{V'}{2}\left(\frac{l}{L} - \frac{1}{2}\frac{\delta}{B} + \frac{b}{B}\right)$$

et sur la roue de gauche, à la surcharge :

$$\frac{V'}{2}\left(\frac{l}{L} + \frac{1}{2}\frac{\delta}{B} - \frac{b}{B}\right)$$

1. Pour les valeurs numériques déjà considérées, la surcharge de la roue de droite serait de 1.512 kilogrammes, celle de la roue de gauche de 288 ; nous avons déjà vu qu'à l'essieu d'avant, la charge serait diminuée au total de $r_2 + r'_2$, soit de 1800 kilogrammes..

soit, pour l'essieu considéré, une surcharge qui vaut :

$$V' \frac{l}{L}$$

Quant à l'essieu d'avant, il est soulagé au total de :

$$V' \frac{l}{L}$$

Ainsi qu'on devait s'y attendre, la somme des réactions sur les quatre points de contact des roues n'est pas altérée. Si la barre d'attelage était plus haut que l'essieu, comme dans toutes les machines à petites roues, les effets ci-dessus indiqués seraient plus prononcés.

La détermination de l'effet de la force V' serait évidemment plus compliquée dans la machine à trois, quatre ou un plus grand nombre d'essieux indépendants ; mais elle ne présente aucune incertitude, car en exprimant que le châssis doit rester plan, on aura trois équations de condition entre les flèches de six ressorts; celles-ci, jointes aux trois équations de la statique, résolvent le problème.

23. — *Mouvements perturbateurs résultant des conditions statiques.* — Le mouvement du châssis qui résulte de la variation de flèche des ressorts équivaut à un mouvement vertical du centre du rectangle ABCD, et à deux mouvements de rotation autour d'axes horizontaux passant par ce point; le mouvement de rotation autour de l'axe longitudinal s'appelle mouvement de *roulis*, l'oscillation autour de l'axe transversal est le mouvement de *galop;* ces deux derniers mouvements sont les plus sensibles.

Pour atténuer le mouvement de galop, il faudrait dans le cas déjà considéré de deux essieux avec ressorts d'égale flexibilité, que la force V' soit à égale distance entre les deux essieux. Dans les machines Crampton et les types qui en sont dérivés (Grand Central belge), les guides sont vers le milieu de la machine : il en est également ainsi en partie pour les machines compound de M. Webb et les compound du Nord français : cette circonstance est favorable à la stabilité.

Quant au roulis, il ne pourrait être annulé que si V' était dans le plan médian, condition qu'il est impossible de réaliser avec deux cylindres, mais qui est mieux remplie par les machines à cylindres intérieurs que par les autres (1).

1. Robert Stephenson a construit, en 1846, une machine dans laquelle le roulis était complètement évité, de même que le *lacet* (autre mouvement perturbateur que nous rencontrerons par la suite); elle était à trois cylindres dont deux extérieurs à manivelles parallèles, et l'un intérieur de volume double, placé dans l'axe, agissant sur un coude à angle droit par rapport aux manivelles.

24. — *Position et flexibilité des ressorts.* — Il existe deux dispositions principales de châssis, suivant que l'on place les longerons, et par conséquent les boîtes à graisse, à l'intérieur ou à l'extérieur des roues; le longeron extérieur est *peu employé* avec les cylindres extérieurs, parce qu'il augmente l'entre-axe entre la roue et le cylindre, et qu'il exige des manivelles rapportées sur les fusées [1].

Au contraire, lorsque les cylindres sont intérieurs aux roues, les longerons peuvent être placés à l'extérieur, malgré la difficulté un peu plus grande de l'entretoisement; depuis longtemps, les bâtis des locomotives de l'État belge appartiennent à ce système.

Au point de vue de la stabilité au roulis, la position des longerons n'est pas indifférente; les formules du numéro 21 démontrent que les deux réactions d'un même essieu sont d'autant plus différentes que b est plus grand par rapport à δ; or, si l'on désigne par a la distance des cylindres au plan médian, on a :

$$\frac{b}{\delta} = \frac{1}{2} + \frac{a}{\delta}$$

valeur qui augmente quand δ diminue. L'inclinaison transversale, proportionnelle à la différence des réactions et en raison inverse de leur distance, augmente assez rapidement lorsque δ diminue; on est donc obligé de prendre des ressorts moins flexibles lorsque les longerons sont plus rapprochés, toutes circonstances égales d'ailleurs ; mais les ressorts ne remplissent plus aussi bien leur fonction d'amortir les chocs dus aux inégalités de la voie. Il y a donc un certain avantage à écarter les longerons et à faire porter les boîtes sur des fusées extérieures aux roues.

25. — *Inclinaison des cylindres.* — A l'origine, on a quelquefois incliné fortement la ligne d'action, surtout pour pouvoir accoupler les roues de l'avant; aujourd'hui l'inclinaison, lorsqu'elle existe, est toujours très modérée ; elle est inévitable dans les machines à marchandises à cylindres intérieurs, parce qu'on donne le même diamètre à toutes les roues pour pouvoir les accoupler : la tige de piston et ses guides doivent passer au-dessus de l'essieu d'avant, ou tout au moins la tige de piston, si l'on fait usage du guide à barre unique.

1. Il l'est cependant quelquefois en Allemagne et en Autriche, où il a donné lieu à une disposition spéciale de manivelles dues à Hall, dont les moyeux forment fusées.

Dans la figure 32, l'inclinaison a été exagérée à dessein : le bâti est soumis à la force V provenant de l'action de la vapeur sur le couvercle du cylindre et à la réaction G du guide; la résultante de ces forces est égale et de signe contraire à la traction de la bielle et peut être appliquée en un point quelconque du bâti sur la direction de la bielle prolongée, par exemple en A, sur l'horizontale passant par O. La traction de la bielle transportée en B'' sur l'essieu est égale à B'; ces forces décomposées suivant l'horizontale et la verticale donnent des composantes égales et de sens contraire; les composantes horizontales s'équilibrent et n'intéressent que la résistance du longeron; les composantes verti-

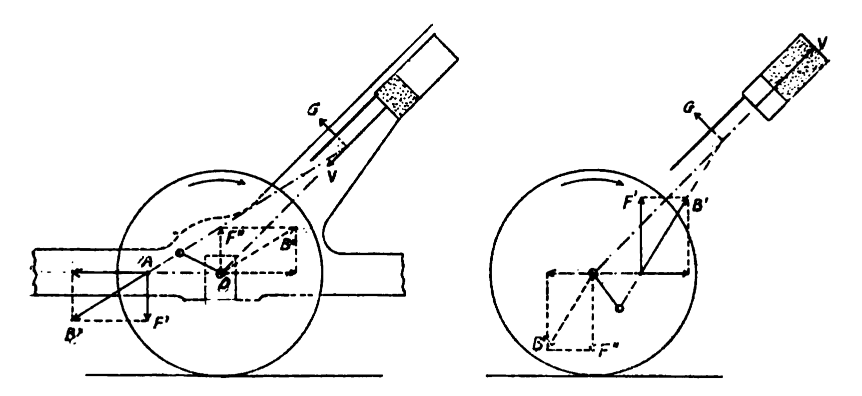


Fig. 32 et 33.

cales F'F'' forment un couple égal et de sens contraire au couple moteur, mais l'une des forces F'' agit sur la roue, l'autre F' agit sur le longeron.

Pour une autre position de la manivelle (fig. 33), l'état de sollicitation est différent : F' agit vers le haut et F'' vers le bas. Les forces appliquées au bâti étant les seules à considérer au point de vue des réactions des ressorts, et par conséquent des mouvements perturbateurs, on voit que ceux-ci seront aggravés dans la mesure des variations de F'. Pour les deux points morts, notamment, la force F' agit directement sur le ressort et elle prend des valeurs égales et contraires, ce qui altère d'autant la pression sur le ressort; enfin, pour une inclinaison prononcée, la composante F'' arriverait à décharger complètement le ressort de la roue motrice.

La conclusion à tirer de cet aperçu est que pour les machines loco-

motives il ne faut incliner la ligne d'action que d'une quantité très modérée lorsqu'on ne peut mettre les cylindres horizontalement [1].

Il y aurait encore un inconvénient tout spécial et très grave à incliner notablement la ligne d'action : c'est que par le jeu de la boîte à graisse, les limites de la course du piston seraient altérées d'une manière sensible, tandis que ce jeu n'amène qu'un déplacement insignifiant lorsque la ligne d'action est horizontale.

§ III

ADHÉRENCE. — ACCOUPLEMENT DES ROUES

26. — *Coefficient d'adhérence.* — Il a été admis au numéro 16 que l'effort à la jante de la roue résultant de l'action du moteur est équilibré par la réaction horizontale du rail dirigée vers l'avant. Si cette condition n'était pas remplie, la partie d'effort non équilibrée ne servirait qu'à accélérer le mouvement de rotation des roues sans augmenter l'effort de traction. Cette circonstance se produit quelquefois au départ ou dans de mauvaises conditions d'adhérence.

Le coefficient de frottement des bandages sur les rails est variable avec l'état de la voie; il est le plus élevé par temps sec ou par forte pluie lorsque les surfaces sont bien lavées; il s'abaisse par temps de brouillard ou de gelée. Les valeurs généralement admises, mais considérées comme inférieures à la limite qui produirait le glissement, sont :

$$\text{Par temps sec} : \frac{1}{5}$$

$$\text{Par temps humide} : \frac{1}{9}$$

M. Bowen Cooke donne comme valeurs employées en Angleterre :

Rails très secs	600	livres par tonne,	soit	0,26
Rails très mouillés. . .	550	»	»	0,24
Etat ordinaire	450	»	»	0,20
Par brouillard	300	»	»	0,13
Par gelée ou neige. . .	200	»	»	0,09

1. Les premières machines étaient cependant à ligne d'action verticale, mais elles n'avaient pas de ressorts, c'est-à-dire que les boîtes à graisse étant liées invariablement aux longerons, il faut alors considérer simultanément l'action des forces F' et F" sur le système; or, cette action revient à celle d'un couple égal et de sens contraire au couple moteur, quelle que soit la position des cylindres.

On fait quelquefois usage de moteurs verticaux dans des machines de tramways, mais ils n'attaquent pas directement l'essieu, l'arbre moteur est fixe par rapport au bâti; l'effet produit est différent.

On cite des machines dans lesquelles le coefficient d'adhérence est supérieur à 0,20 étant donné le service qu'elles effectuent; mais il serait peu prudent de se baser sur ces exceptions; une grande réserve de poids adhérent est utile par mauvais temps ou au démarrage, lorsque l'effort à développer est grand; on peut suppléer au manque de poids adhérent en projetant du sable sur les rails en avant des roues motrices (voir chap. I), mais ce moyen toujours prévu doit être exceptionnel. Dans des conditions moyennes, on peut compter sur 1/7 et pour les démarrages aidés de sable au besoin, sur 1/5; dans les tunnels où les rails sont gras par suite des condensations, le coefficient descend à 1/10.

27. — *Accouplement.* — L'effort de traction étant déterminé par le problème à résoudre, on voit que le poids adhérent en résulte; lorsqu'il dépasse la charge-limite qu'on peut faire porter sur un essieu (8), on accouple deux, trois ou même quatre et cinq essieux ([1]), qui portent alors des roues d'égal diamètre et dont le mouvement de rotation est solidaire.

La limite du poids adhérent est le poids même de la locomotive en ordre de marche lorsque toutes les roues sont accouplées; dans les types très puissants destinés à la remorque sur fortes rampes, on fait concourir les approvisionnements à l'adhérence en reportant les caisses à eau et les soutes à combustible sur la locomotive même, qui devient alors une machine-tender.

Cette disposition est cependant dictée le plus souvent par d'autres circonstances (chap. VII). Dans les machines-tender, le poids varie en cours de route, la répartition des poids peut même s'en trouver affectée défavorablement si l'étude n'est pas faite en conséquence.

L'effort de traction étant limité par l'adhérence, il est inutile de lui donner une valeur supérieure en agissant sur les éléments de la formule donnée au numéro 20.

28. — *Rampe limite.* — Pour la remorque à très faible vitesse sur forte rampe, l'effort de traction nécessaire augmente à peu près proportionnellement à l'inclinaison; il en résulte qu'une machine donnée ne peut remorquer sur des rampes croissantes que des trains de moins en

1. L'accouplement de cinq essieux est exceptionnel, il n'existe qu'aux machines de la Compagnie du Tunnel Saint-Clair (en Amérique), à notre connaissance, et à quelques autres machines américaines très puissantes.

moins lourds : il existe donc une rampe-limite pour laquelle la machine ne peut plus, en utilisant tout son poids adhérent, que se remorquer elle-même.

Soit P le poids de la machine en tonnes, et r l'effort en kilogrammes par tonne à exercer pour faire rouler la machine en palier lorsqu'elle développe son diagramme maximum, mais à très faible vitesse; l'effort à la jante sur la rampe α (fig. 34) est, en kilogrammes :

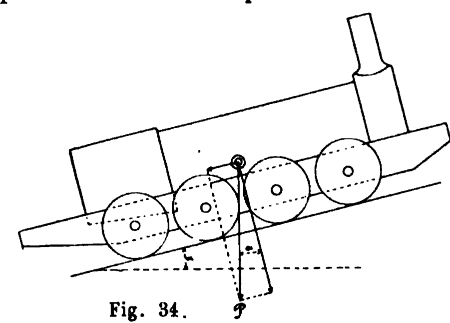


Fig. 34.

$$1000 \text{ P} \sin \alpha + \text{P}r.$$

L'adhérence étant produite par la composante de P normale à la voie, on aura donc, si f est le coefficient d'adhérence :

$$1000 \text{ tg } \alpha = 1000 f - \frac{r}{\cos \alpha}$$

Si la rampe est de i millimètres par mètre compté sur la voie inclinée, on a avec une approximation suffisante :

$$\text{tg } \alpha = \frac{i}{1000}$$

d'où :

$$i = 1000 f - \frac{r}{\cos \alpha}$$

ou, très approximativement :

$$i = 1000 f - r.$$

pour $f = \frac{1}{7}$ et $r = 12$, on aurait $i = 132$ mm.

Une pareille voie serait donc sans aucune utilité pratique si elle était exploitée par des locomotives à adhérence, puisque celles-ci ne pourraient transporter que leur poids mort (1).

1. La plus forte rampe parcourue par locomotive à adhérence est probablement celle de la courte ligne de l'Uetli, près de Zurich, qui atteint 70 millimètres ; les trains ne comportent qu'une ou deux voitures, sans fourgons ; les machines-tender sont à trois essieux accouplés.

Les machines articulées Mallet, sur le chemin de fer de Landquart-Davos, gravissent des rampes de 45 millimètres ; elles remorquent une charge maximum de 70 tonnes pour un poids adhérent de 40 tonnes. Une machine du même système a remorqué, sur des rampes de 55 millimètres, une charge de 80 tonnes pour un poids de locomotive et tender de 83 tonnes, le poids de la locomotive étant seul utilisé pour l'adhérence.

§ IV

RÉSISTANCE DES TRAINS, RÉSISTANCE PROPRE DES MACHINES ET TENDERS

29. — *Résistance des trains.* — En palier et en alignement droit, nous avons vu (1er fasc., nos 84 à 86) que la résistance en kilogrammes par tonne due aux déformations moléculaires à la jante, au frottement des fusées, au mouvement latéral et à la résistance du vent se traduit pas la formule générale :

$$T = \alpha + \beta V + \gamma \frac{V^2}{P}$$

V étant la vitesse en kilomètres à l'heure, P le poids du train en tonnes, α, β, γ des coefficients d'expérience.

Le premier terme représente l'influence des résistances passives ordinaires ; il est affecté par l'état plus ou moins parfait des surfaces de roulement et de frottement, par le graissage, etc.

Le second terme traduit les oscillations latérales et le frottement des mentonnets qui en résulte.

Enfin le dernier est dû à la résistance de l'air et pour une certaine part aux vibrations qui interviennent surtout à très grande vitesse.

On ne peut évidemment s'attendre à ce qu'une même formule s'applique à la fois avec la même exactitude à des exploitations différentes où les voies et le matériel roulant ne sont pas dans les mêmes conditions, les coefficients présentent donc des divergences notables.

La détermination des coefficients de la formule peut se faire par deux méthodes :

1° On lance à une vitesse déterminée un ou plusieurs véhicules portant les appareils enregistreurs nécessaires pour inscrire l'espace parcouru et le temps ; on en déduit la loi des espaces ainsi que la vitesse et l'accélération à chaque instant ; la masse totale est connue, ainsi que la fraction de cette masse (roues et essieux) affectée à la fois du mouvement de translation et de rotation : il n'y a d'inconnue que la force retardatrice à chaque instant, qui se déduit de l'accélération mesurée ;

2° On obtient des résultats plus exacts au moyen du dynamomètre enregistreur. La plupart des exploitations soucieuses d'améliorer leur matériel roulant et d'étudier le rendement de leurs locomotives, possèdent des wagons-dynamomètres plus ou moins complets.

Le dynamomètre est interposé entre le tender et le train ; en principe, il est composé de deux groupes de lames en acier trempé (fig. 35).

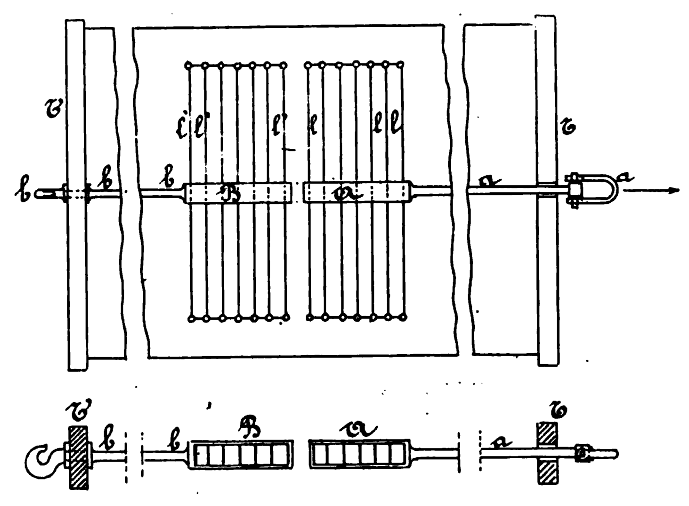


Fig. 35.

Le groupe A est saisi par un collier mobile relié à la tige de traction *a*, qui aboutit à l'attelage d'arrière du tender ; le groupe B est solidaire d'un collier B fixé sur la plateforme du wagon et soudé à la barre *b*, qui aboutit à la traverse d'arrière au crochet d'attelage du train. On peut à volonté rendre inactives un certain nombre de lames, de manière à augmenter la flexion totale et à obtenir une plus grande sensibilité pour la mesure des faibles résistances. Le ressort complet employé aux Chemins de fer de l'Est par Vuillemin, Guebhard et Dieudonné, comprenait 14 lames d'environ un mètre de longueur ; des tractions de 8.500 kilogrammes ont été mesurées par ce ressort sans qu'il restât aucune flèche permanente [1]. La traction est donnée par le déplacement relatif des colliers A et B, les lames étant tarées d'avance et leur flexibilité connue; il résulte aussi du mode de fixation adopté que la

1. *De la Résistance des trains et de la Puissance des machines.* — Paris, 1868 ; mémoire couronné par la Société des Ingénieurs civils.

Nouveau wagon-dynamométrique des chemins de fer de l'Est, *R. G. des chemins de fer.*

Wagon-dynamométrique du Nord; même recueil, 1883, 1er semestre.

M. Desdouits a étudié la résistance des trains et des machines au moyen de son *dynanomètre d'inertie* (1er fasc., n° 145); les résultats remarquables auxquels il est arrivé sont consignés dans plusieurs mémoires. (*Annales* des *P. C.*, 6e série, t. XI, et *R. G. des chemins de fer*, avril et mai 1890).

résistance du wagon-dynamométrique est comprise dans les résultats qu'on relève : ainsi, s'il n'y avait pas de train, l'appareil donnerait la résistance du wagon seul.

Les appareils enregistreurs comprennent un rouleau à bande de papier actionné par une transmission de l'un des essieux, et un double pointage intermittent sur le même papier des bornes kilométriques et des temps, le premier pointage servant à contrôler les données déjà fournies par l'entrainement automatique du papier.

Les auteurs ont déduit de leurs expériences les formules suivantes (1er fasc., n° 86), qui s'appliquent aux paliers en ligne droite ou en courbe de grand rayon :

1° Trains de marchandises, vitesse de 12 à 32 kilomètres.

Pour le graissage à l'huile :

$$T = 1{,}65 + 0{,}05\ V$$

Pour le graissage à la graisse :

$$T = 2{,}30 + 0{,}05\ V$$

M. *Regray* avait trouvé pour ces trains la formule :

$$T = 1{,}83 + 0{,}0843\ V$$

2° Trains-omnibus, vitesse de 30 à 50 kilomètres :

$$T = 1{,}80 + 0{,}08\ V + 0{,}009\ \frac{N\ V^2}{P}$$

3° Trains directs, 50 à 65 kilomètres :

$$T = 1{,}80 + 0{,}08\ V + 0{,}006\ \frac{N\ V^2}{P}$$

4° Trains express, 70 kilomètres et plus :

$$T = 1{,}80 + 0{,}14\ V + 0{,}004\ \frac{N\ V^2}{P}$$

N représente la surface de front du train.

Ces résultats sont traduits par les lignes droites ou courbes du diagramme (fig. 36, n[os] 1 à 5), en prenant $N = 8^{m^2}$ et $P = 200$ tonnes.

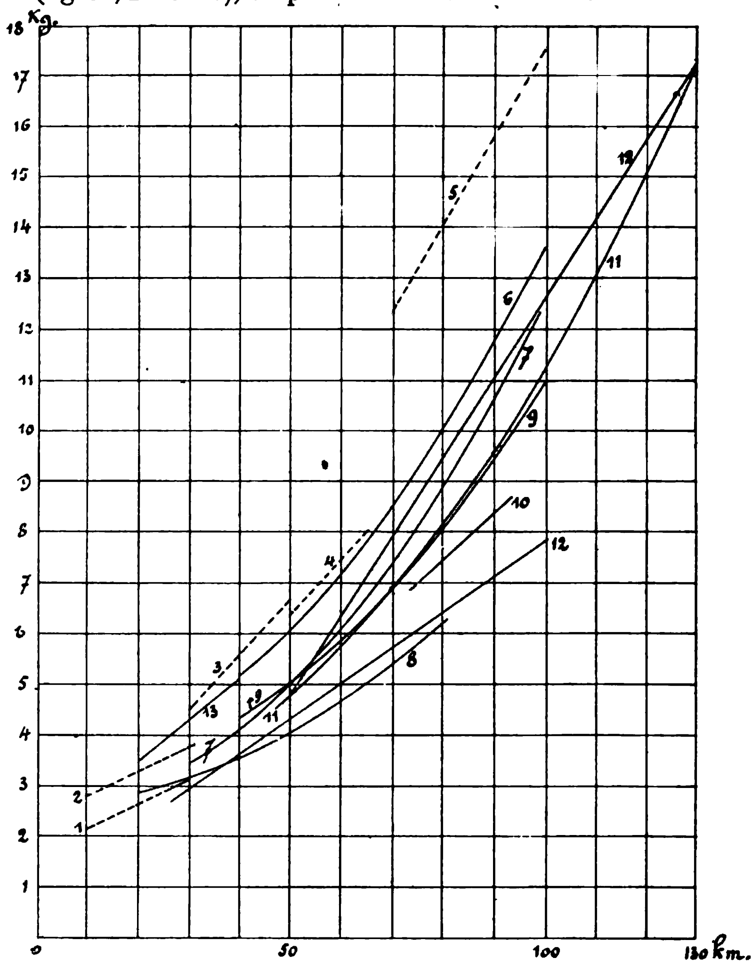


Fig. 36.

1. Vuillemin, D. G., marchandises, graissage à l'huile.
2. » » la graisse.
3. » Omnibus, 30 à 50 kilomètres.
4. » Directs, 50 à 65 kilomètres.
5. » Express, 70 kilomètres et plus.
6. Clark (tender et machine compris).
7. Fink et État prussien (graissage à l'huile).
8. Ancienne formule de de Pambour.
9. Ateliers de Hohenzollern.
10. Extrait d'expériences du Nord français.
11. Adams et Pettigrew (*Minutes C. E.*, t. 125), machine-tender et train.
12. Sinclair (matériel américain).
13. Regray (Est français), marchandises.

N. B. — La ligne supérieure marquée 12 doit être supprimée.

La formule des trains express s'écarte notablement des résultats trouvés par d'autres expérimentateurs; il y a, du reste, entre les courbes 4 et 5 une discontinuité que rien n'expliquerait, si ce n'est la nature des machines, car la manière dont celles-ci se comportent quant aux mouvements perturbateurs, peut affecter les mouvements serpentants des trains.

Beaucoup de formules sont d'ailleurs anciennes et ont été faites pour des conditions très différentes de celles des voies et du matériel modernes. Parmi les formules connues (outre celles données dans le 1er fasc., n° 85), on rencontre :

La formule de *Fink*, employée à l'État prussien, s'appliquant au train seul :

$$T = 2{,}5 + 0{,}001\ V^2$$

Pour des circonstances favorables de vent et des trains de plus de 100 tonnes.

Pour des circonstances défavorables, les coefficients sont augmentés de 50 pour cent.

La formule de *Clark* très connue, tirée des expériences de Gooch sur une voie en bon état, en ligne droite, voitures à trois essieux, beau temps, vent moyen de travers, s'appliquant au train au tender et à la machine (1) :

$$T' = 3{,}57 + 0{,}001\ V^2$$

Les ateliers de *Hohenzollern*, à Dusseldorf, calculent la résistance des trains de voyageurs, par la formule :

$$T = 3 + 0{,}0008\ V^2$$

M. Angus Sinclair (*Engineering*, 1896, 1er sem. p. 448), propose pour les grandes vitesses, au delà de 40 milles ou 64 kilomètres à l'heure, la formule :

$$T = 0{,}893 + 0{,}0694\ V$$

d'après lui, la résistance augmenterait comme la simple puissance de la vitesse, et non comme le carré, il s'agit du matériel américain avec

1. La formule anglaise est $R = 8 + \frac{v^2}{171}$ en livres, par tonne anglaise de train, la vitesse étant en milles à l'heure.

butoir central et bogies, ce qui diminuerait la résistance comparativement au matériel européen (1).

Enfin, les expériences de MM. *Adams* et *Pettigrew* (*Minutes of C. E*, t. 125), peuvent assez bien se représenter pour la résistance du train du tender et de la machine, par :

$$T' = 2,678 + 0,00086\ V^2$$

Il résulte de la comparaison de ces diverses formules (fig. 36), que pour les faibles vitesses et les trains de marchandises, les résultats sont assez concordants ; pour les grandes vitesses, l'accord entre les formules de Clark, de Fink et des ateliers Hohenzollern est assez bon, si l'on remarque surtout que la première comprenant le tender et la machine, doit donner des résultats un peu plus élevés. Enfin, la formule tirée des expériences de MM. Adams et Pettigrew donne une résistance inférieure à celle de Clark, sans cependant s'en écarter considérablement.

Le désaccord entre ces formules ne démontre pas leur inexactitude ; d'après les circonstances de vent, la résistance varie sur une même ligne dans des proportions considérables, et il faut simplement admettre les formules dont les résultats se rapprochent comme représentant la résistance dans des conditions moyennes sur les lignes en bon état d'entretien, avec un bon matériel.

30. — *Résistance au démarrage.* — La résistance au démarrage est beaucoup plus forte que lorsque le mouvement est établi, elle est accusée par le dynamomètre, comme d'ailleurs tout effort exercé sur l'attelage, mais elle se présente dans des conditions très variables : en effet, les

1. *M. Barbier*, à la suite d'expériences récentes faites à la Compagnie du Nord, a trouvé que les voitures à bogies de la Compagnie des wagons-lits présentent une résistance de 20 pour cent inférieure à celle des voitures ordinaires à deux essieux ; les formules traduisant ces résistances sont respectivement :

Pour les voitures ordinaires :

$$T = 1.6 + 0.46\ V \left(\frac{V + 50}{1000}\right)$$

Pour les véhicules à bogies :

$$T = 1.6 + 0.456\ V \left(\frac{V + 10}{1000}\right)$$

(*R. G. des chemins de fer*, avril 1897).

attelages entre véhicules ne sont pas rigides, ils se mettent en tension successivement et non simultanément; si on applique l'effort trouvé au poids global du train, on trouvera des coefficients de résistance par tonne de plus en plus faibles au fur et à mesure que le nombre des véhicules augmente. Ainsi, Vuillemin, Guebhard et Dieudonné dans leurs expériences de l'Est ont trouvé que 22 kilogrammes sont nécessaires pour vaincre la résistance au départ des trains de voyageurs et 13 kilogrammes seulement pour les trains de marchandises; ce chiffre est même descendu à 8 et 6 kilogrammes pour des trains de 50 à 60 wagons.

Les ateliers de *Hohenzollern* évaluent la résistance au démarrage à 15 kilogrammes par tonne de train de voyageurs et à 20 kilogrammes par tonne de la machine.

31. — *Influence des rampes.* — Les rampes n'altèrent pas sensiblement les résistances proprement dites, mais la composante de la pesanteur sur le poids remorqué s'ajoute à ces résistances; on évalue les rampes en millimètres par mètre de développement de la voie, c'est-à-dire par le sinus de l'angle formé avec l'horizontale; il en résulte que l'effort additionnel par tonne remorquée est mesuré en kilogrammes par la quotité i de la rampe. En d'autres termes, pour toute augmentation de la rampe correspondant à un millimètre par mètre, il faut exercer un effort supplémentaire d'un kilogramme par tonne. A la vitesse de 100 kilomètres, si l'on accepte la formule de Clark, une rampe de $13^{mm},5$ doublerait la résistance d'un train, machine et tender compris.

La pente amène une diminution égale de résistance; ainsi, une pente de $13^{mm},5$ suffirait pour que la composante motrice du poids donne au train, tender et machine, la vitesse de 100 kilomètres si elle était assez longue.

32. — *Résistance en courbe* [1]. — Les courbes produisent une augmentation de résistance due à diverses causes :

1°) Le développement inégal des rails extérieur et intérieur, tandis que le développement au contact des roues ne varie pas dans le même

1. Pour l'étude du mouvement en courbe, qui intéresse plutôt le tracé des voies et l'exploitation, voir le mémoire de *Léon Pochet*, Paris, Dunod, 1882, dont un extrait a été publié dans la *R. G. des chemins de fer*, 1883, 1er sem. Voir aussi les mémoires de *M. C. Wehrenpfennig*, ingénieur du « Grand Central belge », *R. U. des mines*, 1885, t. XVII, 2e série, 1888, t I, 3e série, et un mémoire de M. *Michel* dans la *R. G. des chemins de fer* 1884, 2e sem.

rapport. Pour assurer le roulement sans glissement, les cercles de roulement devraient se trouver sur un cône dont le sommet coïncide avec le centre de la courbe, c'est-à-dire que les essieux devraient converger;

2°) Le parallélisme des essieux, qui fait qu'un véhicule, par suite de la simple rotation de ses roues reçoit un mouvement de translation perpendiculaire à l'essieu. Le mouvement en courbe exige, en même temps que cette translation, une rotation autour d'un axe vertical et qui se traduit par un glissement des roues transversalement aux rails;

3°) La rotation dont il vient d'être question est amenée par les réactions horizontales des rails contre les boudins de la roue extérieure d'avant et de la roue intérieure d'arrière; le frottement des boudins absorbe du travail et cause par conséquent une résistance;

4°) Lorsque le rayon de la courbe est très petit, le véhicule ne peut s'insérer qu'en amenant des réactions contre tous les boudins et en mettant en jeu l'élasticité de la voie; cette action est combattue par une surlargeur de la voie, et, dans les machines à longue base rigide, par la suppression des boudins des roues intermédiaires ou leur amincissement;

5°) Les réactions des attelages très serrés peuvent modifier les frottements latéraux contre les boudins, et introduire un élément de résistance dont il est difficile de tenir compte.

Fig. 37.

Les effets dus aux trois premières causes peuvent se chiffrer; considérons une courbe de rayon moyen égal à ρ, et soit $2e$ la largeur de la voie (fig. 37). Supposons que la courbe décrive un cercle complet, et soit P le poids porté sur les deux essieux. La différence de longueur des rails est :

$$4 \pi e$$

Les roues extérieures et intérieures décrivant à la circonférence le même chemin (si l'on néglige la conicité), les roues extérieures glisseront vers l'avant, ou les roues intérieures patineront vers l'arrière, ou les deux effets se produiront, suivant la différence même très légère qui pourra exister entre les adhérences; au total, le travail absorbé par

l'un ou l'autre de ces glissements sera, en appelant f le coefficient de frottement :

$$4\pi e f \frac{P}{2}$$

Ce travail s'applique au parcours $2\pi\rho$ de l'attelage, et la traction sur celui-ci est très rapprochée de la tangente au cercle, la résistance additionnelle est donc, pour l'unité de poids :

(1) $$\frac{e f}{\rho}$$

Considérons maintenant l'effet indiqué au 2° : la roue A se déplace sur la courbe d'une quantité élémentaire ds résultant à la fois du roulement dx, perpendiculaire à l'essieu, et du glissement dy, parallèle à sa direction ; le glissement est un effet de la courbe, il est accompagné d'une résistance dont le travail est :

$$f \frac{P}{4} dy$$

la résistance est donc :

$$f \frac{P}{4} \frac{dy}{ds}$$

ou, puisque la largeur de la voie est toujours très petite relativement au rayon de la courbe :

$$f \frac{P}{4} \frac{l}{2\rho}$$

l étant la distance des essieux.

Chacune des roues subit le même glissement, la résistance additionnelle due à la seconde cause est ainsi par unité de poids :

(2) $$\frac{f l}{2\rho}$$

La troisième cause est rendue d'une analyse compliquée par la position de la ligne ou du point de contact entre la face intérieure du bourrelet du rail et le boudin de la roue, point qui se trouve à l'avant du contact sur la face supérieure du rail pour la roue d'avant extérieure à la

courbe, et à l'arrière de ce point pour la roue d'arrière interieure; il en est ainsi tout au moins lorsque les attelages ne sont pas trop serrés et que la surlargeur est assez forte.

Pour chacune des roues qui reçoit la réaction horizontale, le point de contact latéral se trouve à une certaine distance λ du centre instantané de rotation, qui est le point de contact au cercle de roulement; la réaction horizontale ayant pour mesure le frottement dû à l'un des essieux, la résistance qui en résulte absorbe par seconde le travail :

$$\frac{f^2 P}{2} \lambda \omega$$

ω étant la vitesse angulaire de rotation de l'essieu.

Pour l'essieu d'arrière, le travail résistant a une expression analogue, sauf que λ est remplacé par une valeur différente λ'; en ajoutant ces travaux résistants et en divisant leur somme par le chemin parcouru dans le même temps par le crochet d'attelage, ou ωr, il vient, pour la résistance occasionnée par la troisième cause, par unité de poids :

(3) $$\frac{f^2}{2r}(\lambda + \lambda')$$

λ et λ' varient avec le rayon de la courbe et avec les rayons des roues suivant une loi compliquée.

Au total, la résistance en courbe avec des attelages qui ne sont pas trop serrés serait donc donnée par les expressions (1) (2) et (3) ajoutées, soit :

$$\frac{f(2e + l)}{2\rho} + \frac{f^2(\lambda + \lambda')}{2r}$$

Dans les conditions ordinaires, λ et λ' ne varient pas beaucoup, il en est de même du rayon r; on voit que la résistance additionnelle en courbe est donnée par la somme de deux termes dont l'un est à peu près constant, et dont l'autre varie en raison inverse du rayon de la courbe. Pour avoir cette résistance en kilogrammes par tonne, l'expression ci-dessus doit être multipliée par 1000.

Pour $f = 0{,}20$, $2e = 1{,}500$, $l = 4{,}500$, le premier terme, évidemment inférieur à la résistance totale, serait :

$$\frac{600}{\rho}$$

Les formules les plus connues ramenées aux mesures métriques, donnent, pour la résistance additionnelle en courbe, en kilogrammes par tonne :

1. Formule Bavaroise :

$$Tc = \frac{650}{\rho - 55}$$

2. Formule Anglaise :

$$Tc = \frac{1100}{\rho}.$$

3. Formule de Rankine :

$$Tc = \frac{1000}{\rho}$$

4. Formule des chemins de fer de Brunswick :

$$Tc = \frac{770}{\rho}$$

Ces règles sont données sous forme graphique par la figure 38, on voit qu'il existe entre elles un écart assez grand.

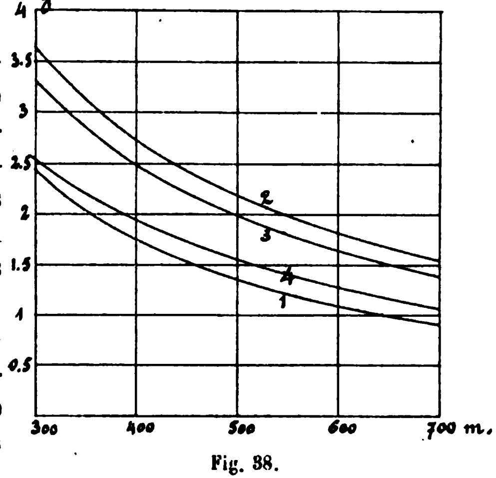


Fig. 38.

Vuillemin, Dieudonné et Guebhard attribuent à une courbe de 800 mètres de rayon une augmentation de résistance de 1,5 kilogramme par tonne, à peu près d'accord avec ce que fournit la formule anglaise, qui donne les résultats les plus élevés.

Toutes les causes de la résistance en courbe restent les mêmes lorsque la largeur de la voie diminuant, les autres dimensions linéaires varient dans le même rapport, y compris le rayon des roues. Comme le rayon de la courbe figure seul dans les formules, et que tous les autres éléments linéaires sont remplacés par des chiffres, les formules ci-dessus ne s'appliqueraient pas aux voies étroites, mais on pourrait les y adapter en les multipliant par le rapport de l'écartement de la voie à l'écartement normal.

33. — *Résistance des machines et tenders.* — On ne voit guère de raison pour traiter le tender autrement que les autres véhicules, si ce n'est qu'à cause de la charge ses fusées sont plus fortes relativement au rayon des roues, mais l'augmentation de résistance qui peut provenir de cette cause est insignifiante. Quant à la machine, elle donne lieu à une résistance spéciale, car outre les frottements propres du mécanisme (pistons, guides, pivots, excentriques, tiroirs, têtes de bielles motrices ou d'accouplement), les réactions qui engendrent le frottement sur les fusées sont supérieures au poids à cause des forces provenant de l'action de la vapeur, et il en est surtout ainsi dans les machines à petites roues.

La réaction est surtout augmentée dans la course correspondante au demi-tour supérieur de la manivelle, où elle peut atteindre plusieurs fois celle qui est due au poids seulement. Quant à la résistance au roulement proprement dite due aux actions moléculaires à la jante, elle serait plutôt diminuée par le rayon des grandes roues motrices. Enfin, l'accouplement produit une résistance spéciale lorsque les bandages ont une usure inégale.

On conçoit, par cet exposé de la question, qu'il est difficile de formuler des règles en ce qui concerne la résistance des machines.

Pour déterminer les résistances propres à la machine et au tender, on ne voit guère qu'un procédé expérimental applicable, il consiste à remorquer un train en interposant un wagon-dynamomètre entre le tender et le train, et à mesurer à l'indicateur la puissance développée sur les pistons en même temps que l'effort de traction sur le train. La différence entre la puissance indiquée et la puissance utile donnerait la portion absorbée par la machine et le tender tant comme véhicules que comme mécanisme. Au lieu de considérer les puissances, on peut prendre les efforts remenés à la jante des roues motrices, comme au numéro 20, et l'on a avec les mêmes notations :

$$\Psi_m = R + R' + R''$$

sauf que Ψ_m se déduit ici des courbes d'indicateur; R étant donné par le dynamomètre, la différence fait connaître $R' + R''$; R' n'est fonction que de la vitesse, R'' est fonction de la pression motrice moyenne, et d'après les lois usuelles du frottement, ne dépendrait pas de la vitesse.

Pour isoler R', il faudrait remorquer la machine à modérateur fermé

aux allures correspondantes à celles de l'expérience, en démontant les têtes de bielles et les excentriques [1], on trouverait R" par différence, et il serait très instructif de comparer cette résistance due uniquement aux frottements du mécanisme sous pression, à la pression moyenne du diagramme.

Pour les machines fixes (5e fascicule, no 52), le travail des résistances passives n'est que peu affecté par l'ordonnée moyenne du diagramme, à cause de la grande importance des frottements constants; il n'en est pas de même dans les locomotives où les réactions variables sont si grandes.

RÉSISTANCE TOTALE A VIDE DES MACHINES ET RÉSISTANCE DES TENDERS

	VITESSE	RÉSISTANCE en kilogrammes par tonne
Machine à marchandises à 3 essieux couplés, à roues de $1^m,30$, machine et tender	24 km	$9^k.52$
Machine à marchandises à 3 essieux couplés, à roues de $1^m,40$, machine et tender	26	10.24
Machine mixte à 2 essieux couplés, à roues de $1^m,70$, machine et tender	45	6.41
Machine à roues libres de $1^m,70$ avec tender. . . .	45	5.48
Machine à 4 essieux couplés à roues de $1^m,26$, machine et tender	6 à 10	21.50
Tender seul, à 4 roues de $1^m,20$, boîtes à graisse. . .	27 à 32	5.16
» » » . . .	45	7.00

Vuillemin, Guebhard et Dieudonné ont déterminé la résistance des machines et tenders en les lançant à une vitesse connue sur un palier, et en déterminant la loi des espaces à régulateur fermé; ils ont aussi opéré en remorquant au dynamomètre la machine à régulateur fermé,

1. Si l'on se borne à remorquer la machine à modérateur fermé, sans autre précaution, non seulement on ne supprime pas tout frottement de mécanisme, mais les pistons font le vide dans les chapelles. Vuillemin, G. et D. se sont bornés à ouvrir les robinets purgeurs de la machine qu'ils ont expérimentée; mais à allure un peu rapide, on ne détruit pas ainsi le vide.

robinets purgeurs ouverts et levier de changement de marche au point mort. Le résultat ainsi trouvé ne répond pas à ce que nous avons appelé R' + R", si ce n'est pour la marche à vide, car quand la machine remorque un train, il faut ajouter aux chiffres de l'expérience les frottements additionnels dus à l'effort de la vapeur.

Ces chiffres ne sont que des résultats isolés pour des machines déterminées, et à une série peu étendue de vitesses ; l'accouplement semble surtout avoir augmenté la résistance, car la machine à roues libres, si l'on tient compte de la vitesse, a une résistance inférieure même à celle du tender. Les expérimentateurs ont aussi mesuré les résistances au démarrage et ont trouvé :

Machine à marchandises à 3 essieux couplés.	19k.70 par tonne.
» à 4 essieux couplés	30k.00 »

Enfin, ils ont cru pouvoir déterminer la résistance du mécanisme en charge ou R" en comparant la puissance au dynamomètre avec la puissance sur les pistons, mais la manière dont ils ont évalué celle-ci enlève toute valeur à leurs chiffres, car, au lieu d'opérer à l'indicateur, ils ont calculé le travail sur les pistons en prenant l'hyperbole équilatère comme loi de détente, et en tenant compte du réglage de la distribution ; un semblable calcul est évidemment trop aléatoire pour qu'on puisse en tirer *par différence* un chiffre de résistances passives (1).

Les expériences dans lesquelles on a mesuré à la fois le travail indiqué et le travail sur la barre d'attelage ne sont pas très nombreuses.

Nous relevons dans les essais comparatifs du Nord entre les locomotives compound à quatre cylindres et les machines ordinaires, les chiffres suivants :

Poids de la machine compound en ordre de marche .	47t,800. . .	p
Poids du tender au moment de l'expérience (environ).	25 ,000. . .	p'
Total.	72 ,800. . .	$p + p'$
Poids du train remorqué	147 ,300. . .	p''

1. M. Desdouits (mémoire cité) a tiré de ses expériences sur les machines de l'État des chiffres de résistance qu'il résume comme ci-dessous pour des vitesses de 4 à 8 kilomètres :

Machines de vitesse (2 essieux couplés). . .	3k,10	tiroirs plats.
» mixtes (3 essieux couplés). . . .	3k,60	»
» à marchandises (3 essieux couplés)	4k,70	»
» à marchandises (4 » »)	4k,10	tiroirs cylindriques.

Sur une rampe de 4 millimètres et à la vitesse de 73 kilomètres à l'heure, le travail sur le crochet (moyenne de trois observations) a été de 426,7 chevaux, la puissance indiquée a été de 804,4 chevaux; pour éliminer l'effet de la rampe, remarquons que si la voie était en palier, l'effort disponible au crochet du tender serait augmenté pour la même puissance indiquée, et à la même vitesse, de :

$$72{,}800 \times 4 = 291^{k}{,}2$$

c'est-à-dire que la machine pourrait remorquer, à la même vitesse, un train plus lourd, ce qui augmenterait le travail utile sur le crochet de :

$$\frac{291{,}2 \times 73\ 000}{3.600 \times 75} = 78{,}7 \text{ chevaux.}$$

Le travail utile serait donc :

$$426{,}7 + 78{,}7 = 505{,}4$$

et l'on aurait pour le rendement :

$$\alpha = \frac{505{,}4}{804{,}4} = 0{,}63$$

La traction moyenne sur la barre d'attelage a été, dans l'expérience, de 1.572 kilogrammes pour remorquer 147,3 tonnes sur rampe de 4 millimètres, soit 10,7 kilogrammes par tonne, ou 6,7 kilogrammes par tonne sur palier; d'autre part, l'effort sur le crochet augmentant en palier de $291^{k}2$, on voit que le poids du train remorqué en laissant le moteur dans les mêmes conditions de vitesse et de puissance serait :

$$P = \frac{1.572 + 291{,}2}{6{,}7} = 278 \text{ tonnes.}$$

On aurait donc, en désignant par T, T', T'' les efforts par tonne correspondants aux résistances désignées par R, R', R'' :

$$\frac{278\,T}{278\,T + 72{,}8\,T' + 47{,}8\,T''} = 0{,}63$$

il ne serait possible de trouver T'' que si T' était connu ; si l'on admet que la machine et le tender comportent comme véhicules une résistance par tonne égale à celle du train, soit 6,7 kilogrammes, on trouve :

$$T'' = 12^{k}{,}6$$

Ou, pour les résistances du mécanisme:

$$R'' = 12,6 \times 47,8 = 602^{k},28$$

On a d'ailleurs :

$$R' = 72,8 \times 6,7 = 487^{k},76$$
$$R = 278 \times 6,7 = 1862^{k},60.$$

Le rapport du travail disponible à la jante au travail indiqué serait :

$$\beta = \frac{R + R'}{R + R' + R''} = 0,8 \text{ environ.}$$

On comprend que ce coefficient s'élèverait si l'on attribue au tender et à la machine, considérés comme véhicules seulement, une résistance par tonne supérieure à celle du train. En résumé, il y a incertitude sur les résistances propres du mécanisme parce qu'on ne connaît pas exactement R'.

Des expériences récentes sur l'Orléans faites avec le mécanisme de distribution Durant et Lencauchez [1] confirment à peu près les coefficients ci-dessus, c'est-à-dire que le rapport du travail au crochet comparé au travail indiqué serait de 0,60 en palier ; les auteurs attribuent la valeur de 0,85 au rapport β ; il s'agit de trains express, à des vitesses de 60 à 100 kilomètres à l'heure.

34. — *Observations sur le rendement.* — Il resulte de ce qui précède qu'on peut envisager le rendement de deux manières ; l'utilisation industrielle est le rapport du travail disponible au crochet au travail indiqué; elle est caractérisée par le coefficient α et diminue en rampe, attendu que pour le même effort à la jante, la traction disponible au crochet diminue de la composante du poids de la machine et du tender ; la valeur α s'annulerait même pour la rampe limite (28). Le rendement organique β donne les qualités du mécanisme au point de vue des résistances passives ; il est certainement variable avec le travail développé, mais il serait difficile de préciser dans quelles limites; on peut admettre que β est compris entre 0,8 et 0,9.

La vitesse affecte le rendement α au même titre que les rampes, car la résistance R' augmente avec R ; des expériences sur trains de marchandises lourds et lents donneraient des valeurs de α bien supérieures à celles de 0,60 que donnent les express d'environ 150 tonnes remorqués

1. *Annales des Mines*, 1895.

par des machines qui, tender compris, atteignent la moitié de ce poids. Pour élever le rendement α toutes choses égales d'ailleurs, le poids de la machine doit diminuer par rapport à celui du train remorqué, c'est-à-dire que la machine doit être aussi légère que possible pour une puissance donnée, en supposant cependant toujours satisfaite la condition d'adhérence.

35. — *Influence de la consommation de vapeur sur le rendement.* — On peut admettre que le rendement organique β ne dépend pas du système de la machine ; les frottements des compound ne sont pas supérieurs à ceux des machines à cylindres indépendants, car à égalité d'expansion totale, le couple moteur est plus constant dans la plupart des compound, le frottement des tiroirs est aussi plus réduit. Il est admis que la consommation de vapeur des compound est moindre que celle des machines ordinaires et que le bénéfice, variable suivant les conditions de marche, peut s'élever jusqu'à 15 pour cent en moyenne par cheval indiqué; s'il en est ainsi, avec le même générateur, un appareil ayant sensiblement le même poids, et les mêmes approvisionnements, si on appelle P le poids net du train remorqué par la machine ordinaire et P_c le poids remorqué par la machine compound de même puissance indiquée, on a pour les rendements α et α_c des deux machines respectives :

$$\alpha = \frac{P\,T}{P\,T + (p+p')\,T' + p\,T''}$$

$$\alpha_c = \frac{P_c\,T}{P_c\,T + (p+p')\,T' + p\,T''}$$

Les puissances indiquées de deux machines étant respectivement T_i et T_{ic}, on a pour la même vitesse :

$$\frac{T_i}{T_{ic}} = \frac{P\,T + (p+p')\,T' + p\,T''}{P_c\,T + (p+p')\,T' + p\,T''}$$

Ce qui donne, en supposant que les travaux indiqués sont dans le rapport inverse des consommations, c'est-à-dire comme 0,85 est à l'unité :

$$P_c = \frac{P}{0{,}85} + \frac{0{,}15}{0{,}85}\left\{(p+p')\,\frac{T'}{T} + p\,\frac{T''}{T}\right\}$$

En admettant, comme dans les expériences du Nord français et suivant nos hypothèses :

$$T' = T = 6^{k},7$$
$$T'' = 12^{k},6$$
$$p + p' = 72^{t},8, \quad p = 47^{t},8$$

il vient :

$$P_c = \frac{P}{0,85} + 28,7$$

Le poids remorqué en palier par la compound a la vitesse de 73 km. à l'heure étant de 278 tonnes, le poids remorqué par la même chaudière et la même consommation totale de charbon mais avec la machine ordinaire serait :

$$P = 211,9 \text{ tonnes.}$$

ce qui donne :

$$\frac{P}{P_c} = 0,76$$

et, pour le rapport des rendements :

$$\frac{\alpha}{\alpha_c} = 0,91$$

Puisque $\alpha_c = 0,63$, on trouve $\alpha = 0,57$.

En rampe, si l'on compare les deux machines utilisant la même chaudière et remorquant des charges à la même vitesse, on trouvera nécessairement un bénéfice de plus en plus grand pour la machine compound, puisque celle-ci donne encore un certain travail utile, alors que la machine ordinaire atteint la rampe limite et ne peut plus rien remorquer.

En résumé la machine compound utilise en palier pour la traction du train les 0,63 de la puissance qu'elle développe ; la machine ordinaire de même poids non seulement ne développe que les 0,85 de la puissance de la machine compound, mais n'en utilise que les 0,57 ce qui donne pour la même dépense un rapport entre les poids remorqués égal au coefficient 0,76 déjà trouvé par le rapport de P et P_c.

Le bénéfice d'une moindre consommation par cheval se traduit donc par un chiffre notablement supérieur à celui qui exprime cette consommation (dans le cas présent, le bénéfice est de 24 0/0 environ pour une diminution de consommation de 15 0/0 par cheval).

Les chiffres ci-dessus ne sont donnés que pour fixer les idées et n'ont pas pour but de trancher la question entre le système ordinaire et le système compound ; il est évident d'ailleurs que la répercussion des qualités économiques du moteur sur le chiffre exprimant le bénéfice final est exagérée ici parce qu'il s'agit d'un train express dont la machine et le tender sont fort lourds. Pour un train de marchandises lent, sur palier, le bénéfice total serait moins grand, et tendrait vers celui qui est réalisé sur la consommation par cheval.

Les mêmes raisonnements peuvent s'appliquer à tout perfectionnement portant sur les qualités de rendement de la chaudière et du moteur ; c'est pour les trains express rapides et pour les fortes rampes qu'il y a le plus d'intérêt à réduire la consommation par cheval.

36. — *Diagramme des charges remorquées.* — Connaissant la puissance de vaporisation d'une chaudière, puissance qui ne varie pas beaucoup avec la vitesse, ainsi que les dimensions des cylindres, il est possible de déterminer pour différentes introductions l'effort théorique correspondant ramené à la jante, et de déterminer aussi le nombre de tours par minute, et par conséquent la vitesse en kilomètres à l'heure qui peut être réalisée aux diverses introductions. Si l'on connaît de plus la résistance du mécanisme ainsi que la résistance de la machine et du tender envisagés comme véhicules, on peut en déduire le poids qui peut être remorqué aux différentes vitesses sur des rampes croissantes.

Km. à l'heure.

Fig. 39.

En outre, la résistance au départ étant plus grande, on peut déterminer pour chacune des rampes le poids du train qui peut être démarré.

Les ateliers « *Hohenzollern* » à Dusseldorf font usage d'un tableau graphique qui résume ces résultats ; il est donné ci-contre (fig. 39) pour une petite machine-tender du poids de 20 tonnes construite pour

les chemins de fer hollandais ; pour le calcul de ce diagramme, les formules suivantes sont employées :

$$T = 3 + 0{,}0008\ V^2 \text{ (voir n° 29).}$$
$$T' + T'' = 5 + 0{,}004\ V^2$$

Cette dernière formule donne la résistance totale de la machine à la fois comme véhicule et comme mécanisme.

La vitesse est portée en abscisses; pour chaque rampe, le poids remorqué aux différentes vitesses est mené en ordonnées, l'ensemble des points fournit une courbe des poids remorqués sur chaque rampe.

Enfin, sur chacune de ces courbes, un point donne la charge qui peut être démarrée, tous les points semblables donnent la courbe A B.

Pour le démarrage, la vitesse n'intervient pas, c'est-à-dire que les abscisses de la courbe A B n'ont pas de signification ; les résistances au départ sont supposées de 15 et de 20 kilogrammes par tonne respectivement pour les voitures à voyageurs et les machines.

Ces diagrammes donnent des résultats faciles à consulter pour l'exploitation ; il faut évidemment un diagramme pour chaque type de machine.

§ V

MOUVEMENTS PERTURBATEURS DUS AUX FORCES D'INERTIE (1)

37. — Nous avons déjà rencontré (nos 23 à 25) sous les noms de mouvements de roulis et de galop, les effets dus à l'action statique du mécanisme ; ces mouvements sont d'ailleurs accompagnés d'un mouvement oscillatoire vertical de faible amplitude. Il nous reste à envisager les perturbations amenées par les forces d'inertie. Les masses donnant lieu à des forces d'inertie qui altèrent le mouvement longitudinal comprennent les pièces tournantes excentriques (manivelles, coudes,

1. Cette étude a été faite d'abord d'une manière élémentaire par *Nollau* en Allemagne (1848), puis par *Le Chatelier* (*Etude sur la stabilité des locomotives en mouvement* (1849) ; elle a donné lieu aux savantes recherches d'*Yvon Villarceau* (*Mémoires des Ingénieurs Civils* 1851), de *Résal* (*Annales des Mines*, 1853 et 1856), à plusieurs mémoires de *Couche* (même recueil). Voir aussi la bibliographie donnée par *Ruehlmann* (*Allgemeine* M. L., t. III, p. 478).

Il a paru récemment dans les *Annales des Mines* (t. IX, 4e liv. et t. X, 8e et 9e liv. 1896) un mémoire important sur la stabilité des locomotives par M. *J. Nadal*, nous ne pouvons qu'y renvoyer le lecteur que ne satisferait pas l'exposé nécessairement limité que nous pouvons faire de ce sujet.

bielles d'accouplement, etc.), les pièces à mouvement alternatif telles que les pistons et leurs tiges, et des pièces ayant un mouvement plus compliqué, comme les bielles motrices.

38. — *Pièces tournantes.* — La force centrifuge des pièces tournantes non équilibrées exerce par ses composantes horizontale et verticale des actions qui peuvent être considérables, mais ces pièces sont équilibrées avec la plus grande facilité au moyen de masses convenablement décomposées entre les deux roues de l'essieu intéressé, de manière à ce que l'axe de celui-ci soit axe principal d'inertie. Ces contrepoids ont été employés d'abord par Sharp Roberts en 1837 (n° 4) ; ils consistent en masses venues de forge avec la jante de la roue, ou en masses de plomb coulées entre des joues comprises entre deux ou plusieurs rais successifs ; le dernier moyen est plutôt applicable aux roues en fonte. Nous reviendrons plus loin sur le calcul de ces contrepoids.

39. — *Masses à mouvement alternatif.* — Une analyse complète des forces d'inertie des pièces de ce genre en y comprenant la bielle a été faite dans le 5e fascicule (nos 22 à 32) du présent ouvrage ; le problème de l'équilibrage des masses n'est pas différent ici, mais il se pose plus impérieusement, en raison de la liberté relative que possède le système. Les contrepoids tournants peuvent jusqu'à un certain point améliorer la stabilité de marche, c'est W. Fernibough qui ajouta le premier des contrepoids aux roues en vue de combattre l'inertie des pièces à mouvement alternatif (en 1845). Le Chatelier poursuivit des essais dans cette direction en 1849 sur l'Orléans. En 1855, D. K. Clark signalait l'avantage de contre-balancer plus que les parties tournantes. Les idées du début se sont cependant modifiées, en ce sens qu'on a reconnu le danger de réaliser l'équilibre au point de vue horizontal, et la nécessité de s'arrêter à une solution intermédiaire.

Les forces d'inertie des pièces du mécanisme s'exercent surtout dans la direction de la ligne d'action, soit d'avant en arrière et *vice-versa ;* comme les axes des cylindres sont situés de part et d'autre du plan moyen longitudinal et que les manivelles sont à angle droit, ces forces font naître un couple horizontal variable et alternatif qui tend à produire un mouvement d'oscillation autour d'un axe vertical, appelé mouvement de lacet ; aussi, s'est-on attaché d'abord en France, sous

l'influence de Le Chatelier à atteindre l'équilibre approximatif des moments des forces d'inertie autour d'un axe vertical.

Ce remède au mouvement de lacet consiste en masses tournantes convenablement calculées ; malheureusement, la composante horizontale de leur force centrifuge est seule nécessaire, et comme il est impossible de supprimer la composante verticale, celle-ci décharge la roue, lorsque le contrepoids passe au point culminant et la surcharge au bas de sa trajectoire. Le remède ainsi appliqué pouvait être pire que le mal ; certains déraillements de machines Crampton trop complètement équilibrées au point de vue du lacet ont montré qu'une roue avait pu être entièrement soulagée jusqu'à ne plus toucher le rail. L'inconvénient le plus ordinaire d'un excès d'équilibrage est que l'essieu déchargé manque d'adhérence dans une certaine position et qu'il se forme des plats sur la surface de roulement des bandages.

Au point de vue de la voie et des ponts, c'est surtout la surcharge qui présente des inconvénients.

40. — En se reportant aux théories exposées dans le 5e fascicule, on

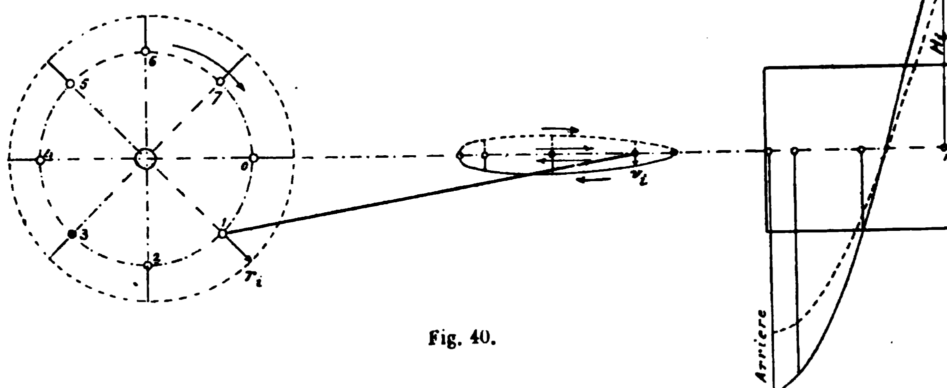


Fig. 40.

trouve que les forces d'inertie pour chacune des machines se réduisent, abstraction faite des mouvements de distribution :

1° A une force horizontale H_i (fig. 40) due au piston, à sa tige et à la crosse ;

2° A une force verticale v_i, changeant de sens avec la course, appliquée au pied de la bielle ;

3° A une force horizontale h_i qui agit au pied de la bielle et qui se compose avec H_i pour donner le diagramme en trait plein indiqué à droite de la figure ;

4° A la force r_l à la tête de la bielle, agissant comme composante centrifuge de grandeur variable.

On remarquera que la composante v_l agit, dans le demi-tour inférieur du bouton, de manière à diminuer la pression verticale s'exerçant de bas en haut sur le guide, mais que, dans le demi-tour au-dessus de la ligne d'action, elle augmente cette pression, il en résulte une modification dans les mouvements de roulis et de galop. Nous rappellerons d'ailleurs que pour une même machine, toutes ces forces augmentent comme le carré de la vitesse angulaire.

L'altération de la pression sur le guide ne provient pas seulement de la force v_l, mais aussi de ce que l'effort longitudinal sur la tige dû à la vapeur est modifié par les forces H_l et h_l. Toutefois, cette dernière altération, quoique profonde en ce qui concerne le moment moteur, est peu marquée sur les mouvements de roulis et de galop, puisque l'effort transmis au milieu de la course n'est guère modifié alors que l'obliquité et partant la réaction du guide sont grandes.

L'examen de l'état de sollicitation ci-dessus fait ressortir les difficultés de l'équilibrage. Ainsi, l'une des conclusions des études d'Yvon Villarceau et aussi pensons-nous de M. Résal, était que l'on aurait pu, en

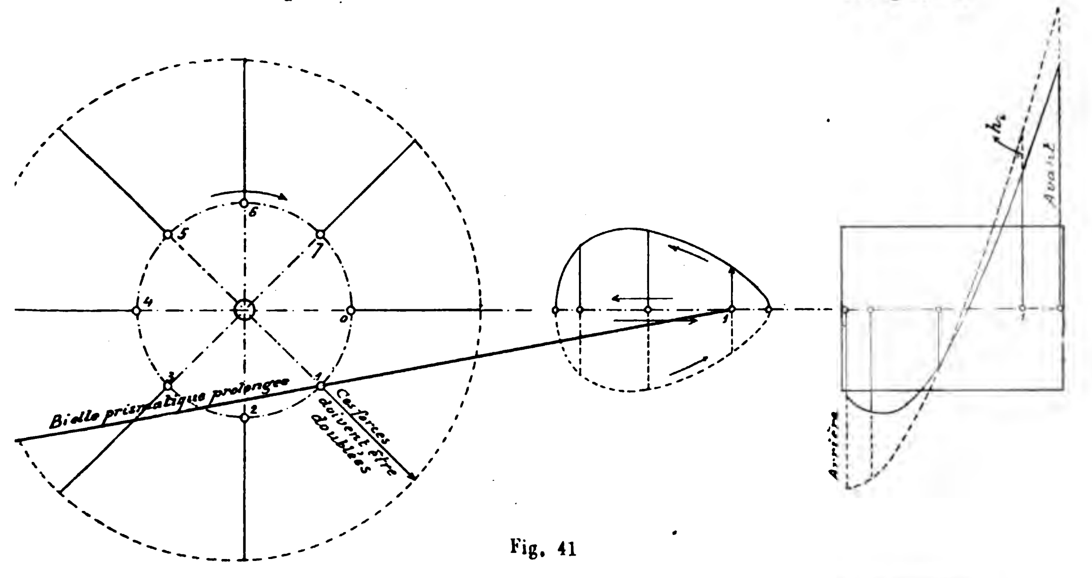


Fig. 41

prolongeant la bielle au delà du bouton, améliorer la stabilité. Laissant de côté l'impossibilité pratique de cette solution d'ailleurs constatée par

ces savants, nous avons tracé les diagrammes des forces d'inertie pour le cas où la bielle supposée prismatique serait prolongée au delà du bouton d'une longueur égale à elle-même. Ces diagrammes sont donnés dans la figure 41 pour la même course, la même vitesse angulaire et les mêmes poids que ceux qui ont servi à construire la figure 40. En ce qui concerne les forces d'inertie longitudinales, nous trouvons que h_l vient en déduction de H_l, et que, par conséquent, le diagramme résultant (en trait plein) améliore la stabilité.

Le diagramme des forces v_i, lesquelles changent de signe et augmentent en importance, aggrave les mouvements de roulis et de galop.

Enfin, les forces r_l sont considérablement augmentées, et, comme elles ne sont pas constantes, il ne faut pas songer à les équilibrer complètement par un contrepoids placé sur les roues.

Le moyen en question doit donc être abandonné, et le seul système qui donnerait un équilibrage à peu près parfait des forces d'inertie est celui qui consisterait à employer deux machines opposées agissant sur le même essieu, dans le même plan normal à celui-ci ; encore ne pourrait-on équilibrer ainsi les forces v_l, qui fourniraient un couple à la vérité peu important.

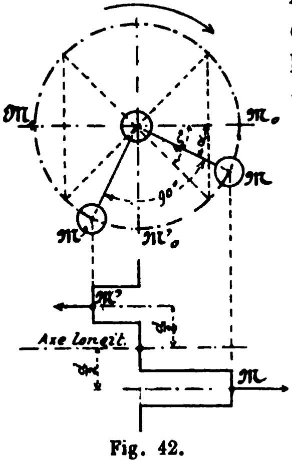


Fig. 42.

41. — *Effet des forces d'inertie sur un système libre.* — Nous arriverons à des résultats suffisamment exacts en négligeant l'obliquité de la bielle, auquel cas la seule force due aux pièces à mouvement alternatif est une force longitudinale.

Soit M (fig. 42), l'une des deux manivelles écartée du point mort M_o de l'angle α ; l'autre manivelle est en M', et fait avec la direction d'origine l'angle $(\alpha + 90°)$.

La force d'inertie pour la machine M est, en appelant p le poids des pièces à mouvement alternatif, ω la vitesse angulaire et r le rayon de la manivelle :

$$(1) \qquad H_l = \frac{p}{g} \omega^2 r \cos \alpha$$

et, pour la machine M' :

$$H'_l = \frac{p}{g} \omega^2 r \cos (90 + \alpha)$$

ou :

(2) $$H'_l = -\frac{p}{g}\,\omega^2 r \sin\alpha$$

Les valeurs (1) et (2) sont considérées comme positives lorsqu'elles agissent vers l'avant, et comme négatives dans le cas contraire.

Ces forces agissent de part et d'autre du plan médian; elles donnent donc lieu à une force longitudinale dans l'axe ayant pour valeur :

$$F = H_l + H'_l = \frac{p}{g}\,\omega^2 r\,(\cos\alpha - \sin\alpha)$$

et au moment :

$$M = \frac{1}{2}\,\frac{p}{g}\,\omega^2 r\,(\cos\alpha + \sin\alpha)\,d$$

d étant la distance d'axe en axe des deux machines.

La loi de variation de F et M est donnée par les hachures comprises entre les sinusoïdes de la figure 43.

Étudions d'abord l'effet de la force longitudinale sur le centre de gra-

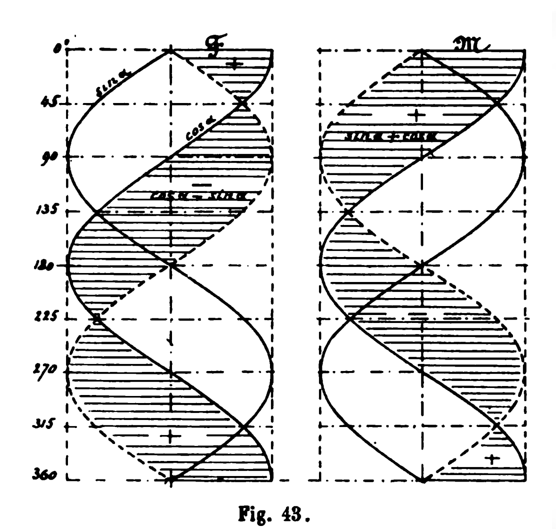


Fig. 43.

vité, en supposant que la locomotive soit suspendue comme un pendule très long.

En appelant *v* la vitesse de translation du centre de gravité à l'ins-

tant t, il vient, P étant le poids de tout le système, à l'exclusion des pièces à mouvement alternatif :

$$\frac{P}{g}\frac{dv}{dt} = \frac{p}{g}\omega^2 r (\cos\alpha - \sin\alpha)$$

Ou, puisque :

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha}\frac{dv}{dt} = \omega\frac{dv}{d\alpha}$$

$$\frac{dv}{d\alpha} = \frac{p}{P}\omega r (\cos\alpha - \sin\alpha)$$

d'où :

$$v = \frac{p}{P}\omega r (\sin\alpha + \cos\alpha) + C$$

Le premier terme du second membre a une valeur périodique; la constante C est nulle par la nature du problème, puisque le centre de gravité de la machine suspendue ne peut évidemment avoir une vitesse de translation générale dans un sens déterminé.

Cherchons l'espace s parcouru par le centre de gravité, il vient :

$$\frac{ds}{dt} = \frac{p}{P}\omega r (\sin\alpha + \cos\alpha)$$

d'où :

$$s = \frac{p}{P} r (\sin\alpha - \cos\alpha)$$

La constante d'intégration est nulle, attendu que s ne peut croître d'une manière continue.

Le maximum positif de s se produit pour $\alpha = 135°$ et le maximum négatif correspond à $\alpha = 315°$. L'écart total entre les deux positions extrêmes donne l'amplitude de l'oscillation :

$$2\frac{p}{P} r \sqrt{2}$$

On aurait pu poser ce résultat immédiatement en remarquant que le centre de gravité général doit rester immobile; or entre les deux positions considérées $\alpha = 135$ et $\alpha = 315°$, les pièces à mouvement alternatif, dont le poids total est $2p$ subissent un déplacement qui fait varier leur moment de :

$$2\,pr\sqrt{2}$$

Le déplacement x du centre de gravité du poids P doit donc être tel que :

$$Px = 2\,pr\,\sqrt{2}$$

N. B. — En réalité, le déplacement du mécanisme est aussi influencé par l'oscillation de l'ensemble, tandis que les forces d'inertie ont été calculées comme si l'essieu était fixe, mais l'approximation est bien suffisante :

Soient : $p = 500$, $P = 35.000$, $r = 0{,}300$; on trouve pour l'amplitude de l'oscillation une valeur de 12 millimètres ; cette amplitude ne dépend que du rapport des poids P et p et de la course, et non de la vitesse de rotation.

42. — Le problème ci-dessus n'est pas celui qui se présente en réalité; lorsqu'une machine roule attelée ou à vide, l'accélération linéaire ne saurait se produire sans entraîner une accélération angulaire.

Prenons le cas d'une machine isolée qu'on aurait lancée à une certaine vitesse ; négligeons toute résistance passive au mouvement pour ne considérer que l'effet des forces d'inertie.

Soient : α et $\alpha + 90°$ les angles formés par les deux manivelles avec la position initiale M_o;

ω_o, la vitesse angulaire lorsque $\alpha = o$;

$\omega_o R$, la vitesse linéaire correspondante, R étant le rayon de la roue;

ω et ωR, les vitesses analogues pour l'angle α;

m, la masse des pièces à mouvement alternatif;

M, la masse de tous les organes invariablement liés au châssis;

M', la masse des roues supposées de même diamètre et concentrées en une seule;

I, le moment d'inertie totalisé des roues et des essieux par rapport à leur axe.

A un instant quelconque du mouvement, la force vive totale est constante; elle est due à la translation de M et de M', à la rotation de M' et à la translation absolue des pièces à mouvement alternatif. Elle a donc pour valeur, le mouvement angulaire de la bielle étant négligé :

$$\left(M + M' + \frac{I}{R^2}\right)\omega^2 R^2 + m\omega^2 (R - r\sin\alpha)^2 + m\omega^2 (R - r\cos\alpha)^2$$

ou :

$$\omega^2 \left[\left(M + M' + \frac{I}{R^2}\right) R^2 + 2m R^2 + m r^2 - 2mrR(\sin\alpha + \cos\alpha)\right]$$

Pour $\alpha = o$, cette valeur devient :

$$\omega_o^2 \left[\left(M + M' + \frac{I}{R^2} + 2m + m\frac{r^2}{R^2}\right) R^2 - 2mr R\right.$$

On a donc :

$$\frac{\omega}{\omega_o} = \sqrt{\frac{M + M' + \frac{I}{R^2} + 2m + m\frac{r^2}{R^2} - 2m\frac{r}{R}}{M + M' + \frac{I}{R^2} + 2m + m\frac{r^2}{R^2} - 2m\frac{r}{R}(\sin\alpha + \cos\alpha)}}$$

Le numérateur est constant; ω varie donc en raison inverse du dénominateur.

Le maximum du rapport correspond au maximum positif de $\sin\alpha + \cos\alpha$, c'est-à-dire à $\alpha = 45°$, tandis que le minimum correspond à $\alpha = 225°$.

Ce rapport est d'ailleurs très rapproché de l'unité; il n'est pas influencé par la vitesse angulaire.

L'accélération a pour mesure :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha}\frac{d\alpha}{dt} = \omega\frac{d\omega}{d\alpha}$$

Or, si l'on élève au carré l'équation qui donne ω et si on prend sa dérivée par rapport à α, on trouve :

$$\frac{d\omega}{dt} = \omega\frac{d\omega}{d\alpha} = \omega_o^2 \frac{m\frac{r}{R}\left(A - 2m\frac{r}{R}\right)(\cos\alpha - \sin\alpha)}{\left[A - 2m\frac{r}{R}(\sin\alpha + \cos\alpha)\right]^2}$$

en posant pour simplifier :

$$A = M + M' + \frac{I}{R^2} + 2m + m\frac{r^2}{R^2}$$

L'accélération est maximum lorsque la dérivée de l'expression ci-dessus est nulle par rapport à α, ce qui donne l'équation :

$$\frac{AR}{2mr}(\sin\alpha + \cos\alpha) + 2\sin\alpha\cos\alpha = 3$$

La valeur correspondante de $\sin\alpha + \cos\alpha$ est toujours très faible, car le coefficient du premier terme est très grand, c'est-à-dire que α est

voisin de 135 ou de 315 degrés; on verrait facilement que α doit être un peu inférieur à 135 degrés ou un peu supérieur à 315 degrés; ainsi, dans l'exemple déjà considéré où le poids total est de 35.000 kilogrammes et où les pièces à mouvement alternatif pèsent 500 kilogrammes pour chaque cylindre, avec $r = 0,30$ et $R = 0,90$ en supposant $I = 0$, c'est-à-dire en ne tenant pas compte de la force vive de rotation des roues, on trouve :

$$\alpha = \begin{cases} 133^\circ\ 30' \text{ soit } 1^\circ\ 30' \text{ avant l'inclinaison de } 135^\circ \\ 316^\circ\ 30' \text{ soit } 1^\circ\ 30' \text{ après l'inclinaison de } 315^\circ \end{cases}$$

Pour ces valeurs, $\cos\alpha - \sin\alpha$ est très voisin de $\sqrt{2}$, et $\sin\alpha + \cos\alpha$ est à peu près nul, nous pouvons donc prendre pour l'accélération maximum celle qui correspondrait aux inclinaisons de 135 et de 315 degrés respectivement, il vient alors :

$$\frac{d\omega}{dt} = \mp\, \omega_o^2 \frac{A - 2m\frac{r}{R}}{A^2}\, m\, \frac{r}{R} \sqrt{2}$$

Ces valeurs approchées de l'accélération maximum sont égales et de signe contraire, il en est de même d'ailleurs des valeurs exactes.

Si l'on suppose la machine attelée à un train, la théorie précédente est encore applicable; la masse qui participe au mouvement de translation se compose dans ce cas de toute la masse des véhicules (tender et machine compris) avec les essieux et les roues; les masses tournantes comprennent toutes les roues et leurs essieux; dans la formule qui donne l'accélération, il faudra poser :

$$A_1 = M + M_1 + M' + M'_1 + \frac{I}{R^2} + \frac{I_1}{R_1^2} + 2m + m\frac{R^2}{r^2}$$

Dans cette expression,

M_1 désigne la masse totale (roues non comprises) des véhicules autres que la locomotive;

M'_1 la masse des essieux et des roues de ces véhicules;

I_1 la somme de leurs moments d'inertie;

R_1 les rayons des roues;

et l'on aura pour l'accélération angulaire maximum :

$$\frac{d\omega}{dt} = \omega_o^2 \frac{A_1 - 2m\frac{r}{R}}{A_1^2}\, m\, \frac{r}{R} \sqrt{2}$$

Il serait facile d'en déduire l'accélération linéaire de l'ensemble du

train, et par conséquent la traction sur la barre d'attelage nécessaire à chaque instant pour donner à la masse remorquée cette accélération.

On trouvera nécessairement que l'accélération diminue au fur et à mesure que la masse du train augmente; par contre, la variation des efforts sur la barre d'attelage est d'autant plus grande que le poids du train remorqué est plus lourd relativement au poids total.

Dans le cas où une machine attelée roule à modérateur fermé, l'effort sur la barre d'attelage changerait périodiquement de sens; le moindre jeu dans les attaches deviendrait rapidement destructeur : il convient donc, dans la réunion de la machine avec le tender, de maintenir la barre à l'état tendu, même lorsque l'effort devient négatif; les deux véhicules sont donc appuyés l'un contre l'autre au moyen de tampons élastiques, et la barre d'attelage doit être serrée de manière à posséder une tension initiale.

Le dispositif est nécessaire d'ailleurs dans les périodes d'arrêt ou de ralentissement.

43. — *Mouvement de recul.* — Dans la marche à modérateur fermé, ce mouvement est dû au changement de la vitesse angulaire par suite des forces d'inertie envisagées au numéro précédent; il est sensible pour le personnel placé sur la plateforme de la machine parce que l'accélération est alternativement positive et négative; il est moins prononcé pour une machine attelée que pour une machine à vide.

Dans la marche sous vapeur, l'état de sollicitation est modifié: on trouve qu'il peut se déduire du précédent en ajoutant algébriquement sur la boîte à graisse les composantes dues aux forces d'inertie déjà considérées et à l'action statique de la vapeur.

La loi du mouvement, l'accélération et l'effort sur la barre d'attelage pourraient être déterminés par la méthode qui nous a servi pour étudier la marche à modérateur fermé; il faudrait seulement écrire que pour une valeur quelconque de α, le demi-gain de force vive depuis l'origine est égal à l'excès du travail moteur de la vapeur sur le travail résistant total.

Le problème est d'ailleurs du même genre que celui du volant (1er fascicule), et il donnerait lieu aux mêmes épures, dont le point de départ serait la courbe d'indicateur; nous n'entreprendrons pas cette étude, qui conduirait évidemment à trouver l'effort sur la barre d'attelage à une vitesse moyenne donnée.

Le problème manque d'ailleurs d'intérêt, parce que les ressorts des attelages des véhicules réduisent beaucoup pour ceux-ci les accélérations alternativement positives et négatives de manière à les rendre négligeables dans leurs effets, si ce n'est sur la plateforme de la machine, où le mouvement de recul (qu'on nomme improprement *tangage*), peut être sensible [1].

44. — *Mouvement de lacet.* — Les forces H_l et H'_l, envisagées au numéro 41 (fig. 42), donnent lieu, ainsi que nous l'avons vu, au moment :

$$M = \frac{1}{2}\frac{p}{g}\omega^2 r(\cos\alpha + \sin\alpha)\, d$$

Lorsqu'il est positif, il tend à faire tourner la machine dans le sens opposé à celui des aiguilles d'une montre pour l'observateur qui la regarderait d'en haut et en plan. Le signe de ce moment varie dans le tour, comme l'indique la partie de droite de la figure 43.

Considérons encore une machine suspendue librement par son centre de gravité, l'essieu moteur tournant d'un mouvement uniforme comme s'il était par exemple actionné par une courroie. Soit P le poids de la machine et de ses roues, ρ le rayon de giration pour un axe vertical passant par le centre de gravité ; on a, en appelant Ω la vitesse de rotation autour de l'axe pour la position α :

$$\frac{P}{g}\rho^2\frac{d\Omega}{dt} = M$$

ou, puisque :

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{d\Omega}{d\alpha}\,\frac{d\alpha}{dt} = \omega\frac{d\Omega}{d\alpha}$$

$$\frac{P}{g}\rho^2 d\Omega = \frac{p}{g}\,\omega\, r\,(\cos\alpha + \sin\alpha)\,\frac{d}{2}\,d\alpha$$

et, en intégrant :

$$2\,\frac{P\rho^2}{p\,\omega\, r d}\,\Omega = \sin\alpha - \cos\alpha$$

1. Les forces d'inertie ajoutent leurs effets aux actions provenant de la vapeur non seulement pour le mouvement longitudinal, mais encore pour le mouvement de galop qu'elles altèrent ; ainsi, dans le cas d'une machine roulant à vide, les réactions horizontales transmises aux boîtes par l'essieu moteur, sont situées bien en dessous du centre de gravité du système porté sur ressorts ; ces réactions, qui se développent de part et d'autre du plan moyen, mais avec une intensité inégale, équivalent à la force longitudinale dont nous avons cherché l'effet, et à deux couples dont l'un, à axe horizontal, modifie le mouvement de galop (23) ; quant au couple à axe vertical, il produit le mouvement de lacet qui va être étudié.

car on peut toujours choisir pour $\alpha = 0$ une valeur de Ω telle que la constante d'intégration soit nulle.

Proposons-nous de trouver l'amplitude maximum du mouvement d'oscillation; soit β l'angle mesuré depuis un certain axe longitudinal passant par le centre de gravité, on a :

$$\Omega = \frac{d\beta}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\alpha}$$

d'où :

$$\frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{prd}{2 P \rho^2} (\sin \alpha - \cos \alpha)$$

et :

$$\beta = - \frac{prd}{2 P \rho^2} (\sin \alpha + \cos \alpha) + C$$

Les valeurs de β minimum et maximum sont données par $\alpha = 45$ et 225 degrés :

Pour $\alpha = 45^\circ$ β' (minimum) $= - \frac{prd}{2 P \rho^2} \sqrt{2} + C$

Pour $\alpha = 225^\circ$ β'' (maximum) $= \frac{prd}{2 P \rho^2} \sqrt{2} + C$

L'amplitude totale de l'oscillation est :

$$\frac{prd \sqrt{2}}{P \rho^2}$$

elle est indépendante de la constante choisie, qui ne dépend que des conditions initiales; si l'axe à partir duquel β est compté coïncide avec l'axe longitudinal, et si, en même temps, les conditions initiales sont telles que la constante est annulée, l'oscillation est symétrique par rapport à la voie.

L'amplitude maximum de l'oscillation ne dépend pas de la vitesse de rotation des roues; les circonstances qui l'augmentent sont le poids et la course des pièces à mouvement alternatif et leur distance d'axe en axe; elle est en raison inverse du moment d'inertie autour de l'axe vertical passant par le centre de gravité.

Exemple : Soit pour une machine à cylindres extérieurs :

$$p = 370, \quad r = 0{,}279, \quad P \rho^2 = 95.600, \quad d = 1{,}880$$

On trouve pour l'amplitude totale de l'oscillation :

$$\beta'' - \beta' = 0{,}03 \text{ environ}$$

qui correspond, dans le cas choisi, à un arc total de $0^{m},09$ à la traverse d'avant, soit à un arc de $0^{m},045$ de part et d'autre de l'axe.

Si la machine était à cylindres intérieurs, la distance d serait facilement réduite à 0,60, et l'arc décrit à la traverse d'avant serait notablement moindre, malgré la diminution du moment d'inertie.

45. — *Mouvement de lacet en tenant compte du frottement.* — Prenons le cas de la machine roulant seule sur la voie, c'est-à-dire dont l'attelage est rendu libre : le mouvement d'oscillation ne peut se produire que par un glissement des bandages, glissement dont la direction détermine celle des frottements à appliquer aux points de contact pour rendre le système libre. L'ensemble de ces frottements équivaut, dans le cas le plus général, à une force horizontale appliquée sur la verticale du centre de gravité au point où elle rencontre la voie, et à un couple ; la force horizontale produit des effets complexes, elle équivaut à une force horizontale passant par le centre de gravité de tout l'ensemble, et à un couple dont l'axe est horizontal et parallèle à la voie ; ce couple influence donc le roulis. Quant à la force horizontale appliquée au centre de gravité perpendiculairement au plan longitudinal, elle greffe un mouvement de translation oscillatoire sur le mouvement angulaire.

Nous simplifierons beaucoup le problème en supposant d'abord que le centre de gravité coïncide en plan avec le centre de figure du rectangle formé par les essieux extrêmes; de plus, s'il y a des essieux intermédiaires, nous supposerons qu'ils sont symétriquement placés par rapport au centre; enfin, nous admettrons encore que les essieux sont symétriquement chargés, c'est-à-dire que l'essieu d'avant a la même charge que l'essieu d'arrière, etc.

Le but de ces hypothèses est de supprimer la résultante horizontale qui provient du transport des forces de frottement, et de ne laisser subsister qu'un couple résistant. Elles ne sont pas très écartées de la réalité pour les machines à base rigide, c'est-à-dire n'ayant pas de jeux latéraux, ni de boîtes radiales, ni le bogie ou le Bissel de l'avant.

Si l'on imagine que la machine obéisse au couple de lacet M, elle est sollicitée en même temps par le couple des frottements, dont nous désignons par C le moment. D'après les lois usuelles du frottement, C se développe avec toute son intensité lorsque le glissement a lieu, il est toujours opposé au mouvement; le lacet ne peut donc se produire que si le moment M est supérieur à C pour une partie de la période.

L'accélération angulaire étant produite par l'excès $M - C$, on a :

$$\omega \frac{P}{g} \rho^2 \, d\Omega = (M - C) \, d\alpha$$

d'où :

$$\Omega = \frac{g}{P \rho^2 \omega} \int (M - C) \, d\alpha$$

$$d\beta = \frac{g}{P \rho^2 \omega^2} d\alpha \int (M - C) \, d\alpha$$

$$\beta = \frac{g}{P \rho^2 \omega^2} \int d\alpha \int (M - C) \, d\alpha$$

Les constantes à introduire pour l'intégration sont négligées, la solution graphique indiquée ci-après règle du reste cette difficulté ainsi que celle relative au signe de C ; il faut remarquer en effet que C n'agit pas toujours en sens contraire de M, ainsi, lorsque ce dernier couple change de sens après que le mouvement est acquis, il agit comme C en sens contraire du mouvement, et les deux couples ont le même signe jusqu'au moment où la vitesse est annulée par leur effet combiné.

Dans le diagramme (fig. 44 à 47), les sinusoïdes S et S', se rapportent aux moments dus à chacune des manivelles pour une révolution entière comptée depuis le point mort ($\alpha = 0$) ; la courbe pointillée donne le moment total M. L'ordonnée de la ligne I représente un couple de frottement C quelconque, choisi à dessein très faible.

La seconde figure du diagramme représente une nouvelle sinusoïde dont les ordonnées horizontales sont égales aux valeurs :

$$\frac{g}{P \rho^2 \omega} \int M \, d\alpha$$

c'est-à-dire, à une constante près, aux valeurs de Ω lorsque le couple du frottement est constamment nul, cas traité au numéro précédent. La constante servirait à déterminer l'axe d'origine, mais comme, d'après la nature du problème Ω prend des valeurs extrêmes égales et de signe contraire, l'axe s'obtient en partageant en deux segments égaux l'ordonnée maximum de la sinusoïde.

Dans la figure 46 du diagramme, la courbe O est l'intégrale de la sinusoïde précédente, c'est-à-dire :

$$\frac{g}{P \rho^2 \omega^2} \int d\alpha \int M \, d\alpha$$

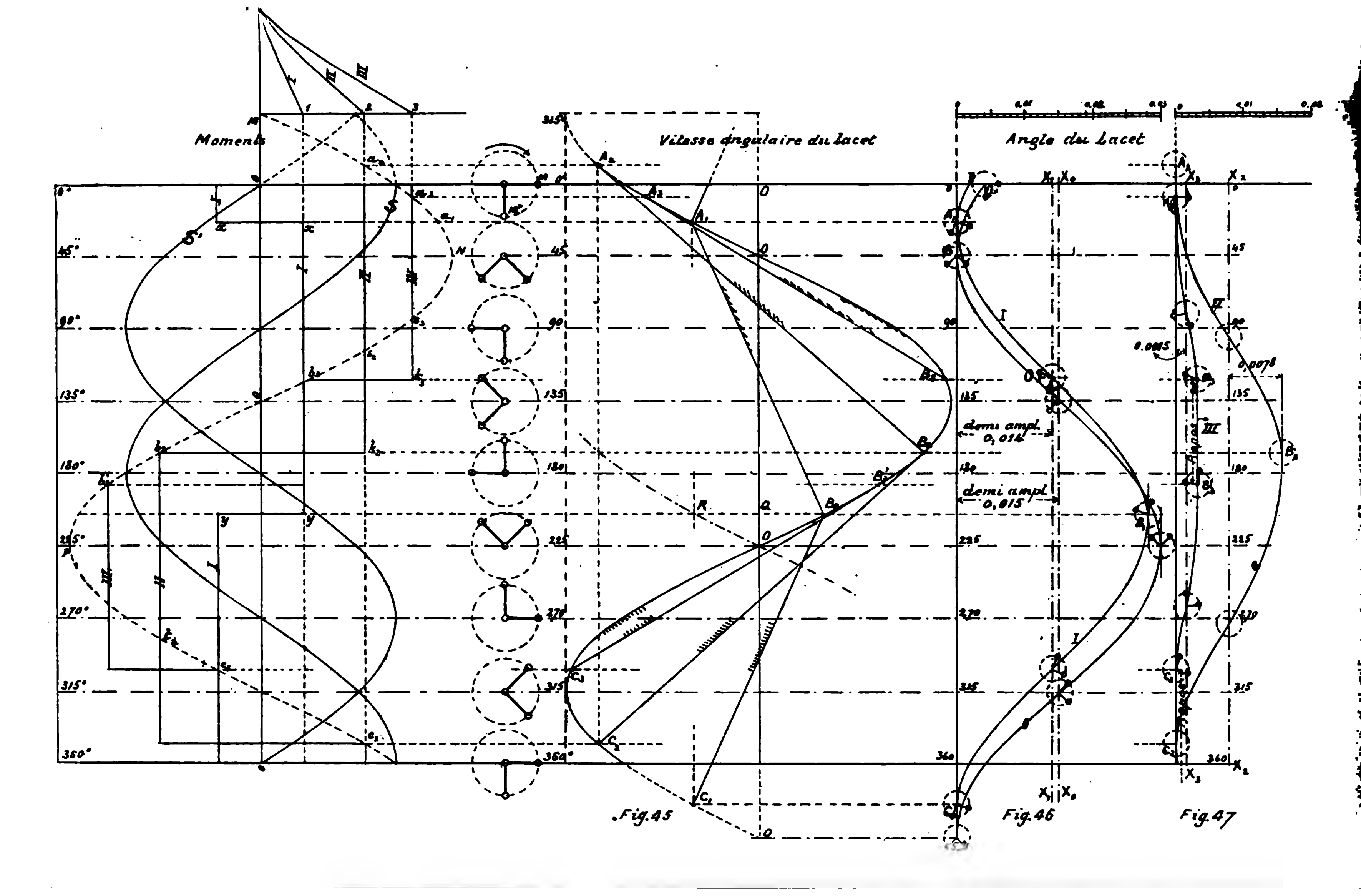


Fig.45

Fig.46

Fig.47

ses ordonnées sont, à une constante près, les valeurs de β pour un tour entier, à partir d'une direction d'origine coïncidant avec l'une des inclinaisons extrêmes de l'axe longitudinal de la locomotive dans le plan horizontal ; comme on peut toujours supposer que la position initiale a été choisie de manière à ce que les inclinaisons soient également réparties par rapport à l'axe de la voie, on peut prendre pour base du diagramme la ligne d'axe $X_0 X_0$; on voit, ainsi que cela a été trouvé au numéro précédent, que l'inclinaison maximum a lieu pour $\alpha = 45$ ou 225 degrés ; la vitesse angulaire maximum se produit pour des positions à angle droit sur celles-ci (fig. 45).

Revenons au couple de frottement C ; il se retranche du moment M chaque fois que le mouvement est de même sens que celui que produirait M si le système partait du repos, et il s'ajoute dans le cas contraire. Supposons connu le point A_1 (fig. 45) à partir duquel C doit se retrancher de M ; l'intégrale :

$$\frac{g}{P \rho^2 \omega} \int (M - C)\, d\alpha$$

est donnée par les segments compris entre la ligne inclinée $A_1 B_1$ et la sinusoïde, l'inclinaison étant réglée par la valeur de C qui donne le coefficient angulaire de cette droite ; cette inclinaison s'obtient simplement en prenant (fig. 44) le pôle P à la distance PM égale à l'unité et en joignant 1 P.

La base $A_1 B_1$ doit d'ailleurs être conservée pendant toute la période des vitesses croissantes puis décroissantes de Ω, juqu'au moment où la vitesse angulaire du lacet étant annulée et M ayant changé de signe, le couple C change aussi de sens ; c'est alors la ligne $B_1 C_1$ inclinée en sens contraire qui sert de base pour la mesure de la vitesse.

Mais, les circonstances devant se reproduire de la même manière à chaque révolution, le point C_1 doit être situé comme A_1 relativement à la courbe ; cette condition permet de trouver facilement A_1, car le triangle $A_1 B_1 C_1$ est isocèle, la base $A_1 C_1 = 2\pi$, et l'inclinaison des côtés est connue [1]

Les points $A_1 B_1 C_1$ font connaître les positions pour lesquelles le couple C change de sens ; en les reportant sur la ligne I (fig. 44), on trouve

1. On tracera l'arc de sinusoïde O R, symétrique de la courbe en trait plein; ayant construit un triangle égal à $A_1 B_1 C_1$, on connaît sa hauteur $R B_1$ donc $Q B_1$, qui en est la moitié.

la loi I $x x$ I $y y$ I etc... suivant laquelle se développe le couple résistant, et l'on voit que ce couple persiste bien au delà de la position pour laquelle M a déjà changé de sens.

Le diagramme des valeurs de β ne présente pas de difficulté, puisqu'il est l'intégrale par rapport à α des ordonnées comprises entre la sinusoïde et la base A_1 B_1 C_1 de la figure 45 ; il est donné par la courbe I (fig. 46). Les valeurs extrêmes de β, comptées à partir de l'axe X_1 X_1, se produisent aux points $A_1B_1C_1$; la croissance de β depuis zéro jusqu'au maximum positif ou négatif est plus rapide que sa décroissance, c'est-à-dire qu'elle a lieu pour un angle moindre décrit par l'essieu. Enfin, l'amplitude totale du mouvement angulaire est moindre que lorsqu'on néglige le frottement.

Donnons au couple C la valeur plus grande indiquée par l'ordonnée de la ligne II (fig. 44) ; la direction de la ligne de base est fournie par le côté P_2, qui permet de tracer le contour brisé A_2 B_2 C_2 (fig. 45) par le procédé déjà employé pour trouver A_1 B_1 C_1 ; seulement, la valeur du couple C a été choisie ici de manière à ce que A_2 B_2 soit tangente à la sinusoïde en A_2, B_2 C_2 lui étant aussi tangente au point B_2, etc. Dans ce cas, l'intégrale de (M — C) $d\alpha$ commençant par une ordonnée qui annule sa dérivée par rapport à α, il faut que l'on ait M = C pour les positions A_2 B_2 C_2, etc. Il est facile de voir que le diagramme du couple C est a_2 k_2 b_2 l_2 ; les points s_2 t_2 donnent les positions pour lesquelles Ω est maximum, les surfaces s_2 k_2 b_2 et a_2 N s_2 sont égales, elles correspondent respectivement à la croissance et à la décroissance de Ω.

Le diagramme de β est la courbe A_2 B_2 C_2 de la figure 47, rapportée à la ligne de base X_2 X_2, la période de décroissance de l'angle est plus lente que la période de croissance, le maximum de β se produit aussi de plus en plus tôt.

Enfin, choisissons un troisième cas, en donnant au couple C la valeur caractérisée par l'ordonnée de la ligne III (fig. 44), dont l'intégrale serait fournie par l'inclinaison P 3. Les côtés A_3 B_3, B'_3 C_3 (fig. 45), sont ici séparés par l'arc B_3 B'_3 de la sinusoïde ; cet état de choses indique que la vitesse Ω créée par l'excès M — C pendant l'arc a_3 s_3 est éteinte au point B_3, avant que le moment M n'ait repris en sens contraire une valeur suffisante pour vaincre le couple C ; la période qui sépare les points B_3 et B'_3 est donc une période de repos, pendant laquelle C se développe dans une mesure suffisante pour équilibrer M et cet équilibre n'est rompu qu'au point b'_3 de la figure 44.

Le diagramme de β est la courbe III (fig. 47), l'inclinaison positive ou négative de l'axe par rapport à la voie conserve sa valeur maximum pour les arcs $B_3 B'_3$, $C_3 A_3$, etc., de la manivelle ; l'amplitude du lacet est ici considérablement réduite. D'ailleurs, la décroissance rapide du lacet lorsque le couple C augmente s'explique par la raison que non seulement l'excès M — C qui engendre Ω diminue, mais aussi par la période de plus en plus longue pendant laquelle M est totalement compensé par C.

Tous les diagrammes ci-dessus ont été tracés pour les données numériques de l'exemple du numéro 44, nous avons supposé que la vitesse est de 70 km. à l'heure, avec des roues motrices de $1^m,56$ de diamètre, et que le poids des pièces à mouvement alternatif, soit 370 kilogrammes par cylindre, n'est pas équilibré. Le couple I correspondrait au coefficient d'adhérence très faible de $\frac{1}{26}$, la valeur II au coefficient de $\frac{1}{10.5}$ (temps humide), enfin, la valeur III serait réalisée dans des conditions moyennes d'adhérence $\frac{1}{7.4}$; le poids total de 30 tonnes est supposé réparti également sur les trois essieux, l'écartement des essieux extrêmes étant de 4 mètres. Pour cette machine, le couple du lacet ne se traduirait par aucun mouvement lorsque le coefficient d'adhérence atteint la valeur $\frac{1}{5.8}$.

On déduit de ce qui précède que la vitesse angulaire ω, qui n'exerce pas d'influence sur l'angle β lorsque la machine est libre (44), agit fortement pour augmenter cet angle dans le cas où l'on tient compte du frottement des roues ; toutefois, l'angle maximum reste toujours inférieur quel que soit ω aux valeurs limites trouvées pour l'oscillation du système librement suspendu.

46. — En résumé, dans les conditions ordinaires d'adhérence, l'amplitude du mouvement de lacet est considérablement réduite par le frottement et le mouvement peut être tout à fait annulé, même pour les machines à cylindres extérieurs dans lesquelles aucune précaution n'est prise pour l'équilibrage ; dans ce dernier cas, la fatigue latérale de la voie peut atteindre au maximum la force transversale due au frottement d'un essieu chargé. Dans des conditions moins bonnes d'adhérence, le couple du lacet produit un glissement, et comme le mouve-

ment de rotation des essieux imprime au système un mouvement longitudinal qui, pendant le temps *dt* est :

$$\omega R \, dt$$

R étant le rayon des roues motrices, ce mouvement est accompagné d'un déplacement transversal donné dans le même temps par :

$$dz = \omega R \, dt \sin \beta$$

ou, très approximativement par :

$$dz = \omega R \beta \, dt$$

ou encore, en fonction de α, par :

$$dz = R \beta \, d\alpha$$

Le mouvement transversal sera donc donné par l'intégrale :

$$z = R \int \beta \, d\alpha$$

Les valeurs de β étant connues en fonction de α par la méthode exposée au numéro précédent, on voit qu'il n'y aurait pas de difficulté à trouver z au moyen d'une quadrature ; les conditions initiales peuvent d'ailleurs être déterminées de manière à ce que le mouvement en question soit symétrique par rapport à l'axe de la voie ; l'écart z passe par les valeurs les plus grandes lorsque β est nul et *vice-versa*.

La courbe qui représente les valeurs de z en fonction de α est une image du mouvement longitudinal du centre de gravité, et si l'on y ajoute la courbe qui donne β, on pourra tracer, pour un tour entier de l'essieu moteur, les positions de l'axe de la locomotive. Une condition est nécessaire toutefois pour que ces positions se réalisent, c'est que la voie présente une largeur suffisante, sinon, d'autres forces entrent en jeu par le choc latéral des bourrelets des rails contre les mentonnets des roues, et le mouvement est modifié.

Dans tout ce qui précède, nous avons fait abstraction d'ailleurs de la conicité des bandages, en même temps que des oscillations des ressorts; celles-ci en modifiant périodiquement les charges sur les essieux, peuvent altérer la répartition des frottements.

47. — Le mouvement de lacet est combattu jusqu'à un certain point par la rigidité de l'attelage avec le tender, et même par le serrage plus ou moins grand des attelages suivants. Il y a d'ailleurs d'autres circons-

tances qui peuvent modifier plus ou moins les résultats trouvés au numéro précédent, et notamment les dispositions prises pour le passage dans les courbes. Les systèmes employés à cette fin consistent soit à donner un jeu latéral aux essieux d'avant ou aux essieux d'avant et d'arrière, soit à employer pour ces essieux (et plus souvent pour celui de l'avant) des boites dites radiales, qui ne peuvent se déplacer que contre une résistance latérale due à une composante du poids ou à un ressort ; enfin le bogie et le Bissel sont plus souvent employés encore dans le même but.

Dans ces divers cas, le déplacement du châssis ne doit pas nécessairement entraîner le glissement des roues, il n'en est ainsi que lorsque le jeu destiné à faciliter le passage en courbe est épuisé.

Le mouvement qui peut se produire dans ce cas est plus complexe, parce que l'ensemble des résistances au mouvement angulaire donne lieu à un couple et à une résultante transversale.

On peut cependant apprécier d'une manière générale quel sera l'effet des systèmes ci-dessus au point de vue de la stabilité générale. Admettons par exemple que le mouvement de déplacement latéral dû à l'ordonnée z et à l'angle β se produise comme précédemment, et même avec plus d'intensité ; le mouvement du châssis à l'avant se traduit par le déplacement transversal de la cheville du bogie, ou du système qui en tient lieu ; les ressorts horizontaux, tout en constituant une résistance au mouvement, ne limitent pas celui-ci brutalement comme le ferait le choc des boudins des roues contre les rails, c'est-à-dire que le système employé équivaut dans ses effets à une augmentation de jeu latéral de la voie ; or ce sont les chocs qui rendent le mouvement de lacet particulièrement pernicieux, et lorsqu'ils se produisent aux roues d'avant, ils peuvent avoir pour effet de faire mordre les congés creux des boudins contre l'arrondi du rail : si cet effet coïncide avec l'instant où la roue correspondante est partiellement déchargée par les autres mouvements perturbateurs, le déraillement est à craindre.

Même dans le cas où le jeu latéral de la cheville serait épuisé par les oscillations extrêmes de l'avant du châssis principal, le choc du bogie serait moins pernicieux dans ses effets que celui d'un essieu qui participerait à l'inclinaison générale, parce que le choc serait supporté par deux points de contact. Indépendamment des bons effets qu'il peut avoir pour le passage en courbe, le bogie est recommandable pour combattre les inconvénients du mouvement de lacet. Les boites radia-

les à ressorts ou à plans inclinés de rappel agissent d'une manière analogue; toutefois, lorsque leur jeu est épuisé, les roues correspondantes peuvent encore produire sur la voie une fatigue plus intense que celle du bogie, lequel constitue du reste entre l'instant où ses roues glissent et celui où elles sont arrêtées un frein plus puissant au mouvement oscillatoire du lacet, à cause de l'intervention de son grand moment d'inertie.

La résistance latérale au mouvement de la cheville du bogie est ordinairement assez grande; ainsi, dans le type de machines express de la Compagnie de l'Ouest, elle est de 1.400 kilogrammes; si l'on tient compte de ce que le point où cette résistance se produit est situé en avant de la position que pourrait occuper un essieu porteur, lequel serait forcément derrière les cylindres, on en conclut que, malgré la mobilité qui est la raison d'être du système, la résistance au lacet n'est pas inférieure à ce qu'elle serait avec un essieu sans aucun jeu ayant une charge normale. L'ensemble des roues du bogie, dans l'exemple ci-dessus, porte une charge de 18,5 tonnes, y compris les deux essieux montés.

§ VI

ÉQUILIBRAGE DES FORCES D'INERTIE

48. — *Pièces à équilibrer.* — Les manivelles, coudes, boutons de manivelle et, en général, toutes les pièces tournantes, peuvent et doivent être équilibrées complètement, ainsi que les bielles d'accouplement des machines à cylindres extérieurs. C'est pour cette raison que, dans le paragraphe précédent, il n'a pas été tenu compte des perturbations qu'auraient pu amener les masses à mouvement de rotation.

Dans les machines à cylindres intérieurs, les bielles d'accouplement sont employées elles-mêmes comme contrepoids des coudes intérieurs: on les fait agir sur des manivelles placées à l'opposé de ces coudes. Il y a peu d'exceptions à cette règle; les machines du London-Brighton et certains types de l'Ouest ont seules, à notre connaissance, la disposition inverse, adoptée dans le but de diminuer le moment de flexion sur la portion des essieux comprise dans les boîtes à graisse.

Les bielles motrices donnent lieu aux forces d'inertie déjà analysées; on peut équilibrer environ le tiers de leur poids, comme on le ferait d'une pièce tournant avec le bouton (fascicule 5, n°s 25 et 33); ce calcul s'applique à une bielle prismatique, mais comme les bielles sont tou-

jours plus lourdes aux têtes, surtout pour celles agissant sur un essieu coudé, cette proportion est un minimum.

Quant aux pièces à mouvement rectiligne proprement dites, les raisons développées au numéro 39 obligent à n'en équilibrer qu'une partie; la pratique suivie à cet égard est très variable: ainsi la fraction du poids des pièces à mouvement alternatif (en y comprenant la bielle), que l'on s'attache à équilibrer, descend à 1/5 (Worsdell); elle atteint 1/3 dans certaines machines de l'Ouest : d'après Clark, au Great North of Scotland, sur des machines d'express à cylindres extérieurs, toutes les masses tournantes sont équilibrées, ainsi que les 8/10 du poids global des bielles motrices, des pistons et de leurs tiges, et des patins de guidage ; dans le type de machines d'express qui a précédé au P.-L.-M. les compound actuelles, les contrepoids étaient calculés de manière à ne pas faire varier la charge des roues de plus de 1.000 kilogrammes à la vitesse de 90 kilomètres.

Pour la répartition des contrepoids sur les roues, on peut considérer différents cas.

49. — *Machines à roues libres.* — L'essieu moteur est ici la seule pièce sur laquelle l'équilibrage doit porter; supposons que les cylindres soient intérieurs (fig. 48) ; en ce qui concerne le coude C, les pièces,

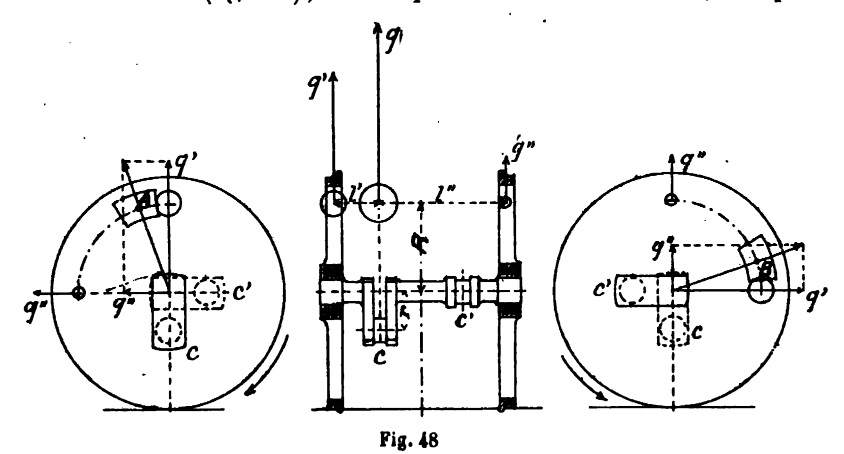
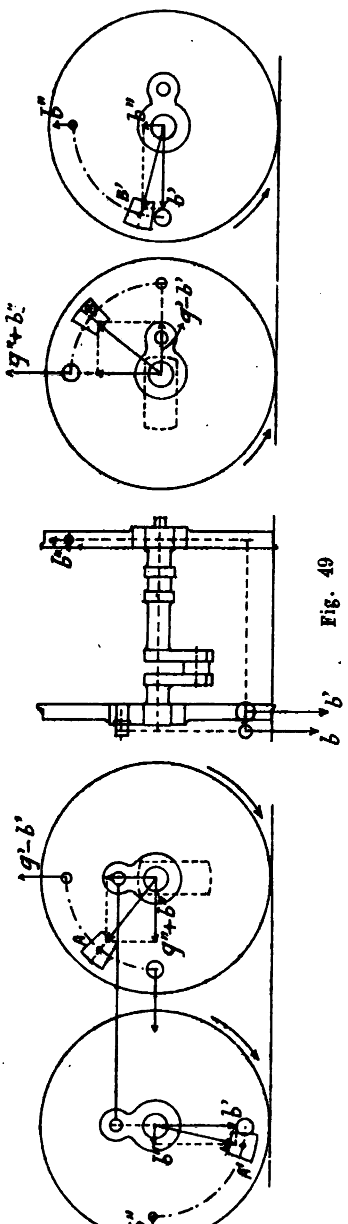


Fig. 48

tournantes et la fraction choisie des pièces à mouvement alternatif seraient équilibrées par une certaine masse placée à l'opposé du coude à la distance R de l'axe de l'essieu ; la force centrifuge q produite par cette masse équivaut aux composantes q' et q'' inégales, mais de même

sens, placées dans le plan moyen des jantes aux distances l' et l'' du plan moyen du coude considéré.



De la même manière, le coude C' donne lieu à l'introduction des forces horizontales q'' et q'.

Au lieu de placer sur chacune des roues, sur deux rayons à angle droit, les masses donnant lieu aux composantes q' et q'', on se borne évidemment à placer une seule masse A sur la roue de gauche et B sur la roue de droite produisant la force centrifuge résultante. Pour les deux roues, on voit que ces masses ne sont pas sur des rayons parallèles, mais qu'elles sont situées symétriquement par rapport à la bissectrice de l'angle des coudes.

Le même calcul est applicable aux machines à cylindres extérieurs ; mais les composantes q' et q'' destinées aux deux roues, et devant remplacer la force q, qui leur est ici extérieure, sont de sens contraire.

50. — *Machines à deux essieux accouplés.* — Considérons d'abord l'essieu moteur (fig. 49); sur chacune de ses roues, nous devons introduire les deux composantes q' et q'' placées à angle droit et à l'opposé des coudes, comme dans le cas précédent. Nous aurons ensuite à équilibrer les parties excentriques des manivelles d'accouplement et la moitié des bielles d'accouplement; pour la manivelle de gauche, la force b à produire équivaut aux composantes b' et b'' sur les deux roues; pour la manivelle de droite, nous aurons à introduire les mêmes forces dans le sens horizontal.

En résumé, et sur la roue motrice de gauche, les composantes sont $q'-b'$ et $q''+b''$, elles sont produites par le contrepoids A; sur la roue de droite, les composantes sont les mêmes, mais leur sens est interverti, le contrepoids est situé en B.

Pour les roues accouplées avec les précédentes, nous n'avons à considérer que les composantes b' et b'', qui donnent lieu aux contrepoids A' et B'.

Pour les figures 48 et 49, les roues sont vues de l'extérieur, ainsi qu'on peut l'observer par les flèches indiquant le sens du mouvement.

Il serait inutile de traiter ici d'autres cas comprenant un plus grand nombre d'essieux, le principe de la méthode reste le même.

Au point de vue de l'équilibre de l'ensemble, il serait indifférent de mettre les contrepoids sur l'un ou l'autre des essieux, mais il convient évidemment d'équilibrer toute force perturbatrice aussi près que possible du point où elle se produit, afin de ne pas introduire des tensions inutiles dans les bielles d'accouplement, les boutons de manivelles et les roues; en partageant les contrepoids, on évite du reste de localiser sur un seul essieu leur action verticale nuisible.

51. — *Solutions diverses.* — Diverses solutions particulières ont été essayées en vue d'arriver à un équilibrage plus ou moins complet et à supprimer le mouvement de lacet.

Stephenson avait déjà eu recours à un système à trois cylindres dans lequel la symétrie des masses par rapport au plan médian était complète.

Haswell, en Autriche, a dédoublé chacune des machines en deux cylindres, à axe légèrement incliné, placés dans des plans voisins et actionnant deux manivelles opposées dont l'une devait nécessairement être un coude.

A une époque moins ancienne, l'État belge, dans une machine exposée à Vienne en 1873, avait attaqué l'essieu moteur par un renvoi à balancier; l'équilibrage longitudinal aurait pu être poussé assez loin par ce système; malheureusement les forces d'inertie des deux groupes reliés aux extrémités du balancier forment un couple extrêmement puissant au point de vue du mouvement de galop, et si le même dispositif a pu être appliqué plus tard en Suisse par M. Brown à de petites machines de tramways, c'est pour des raisons entièrement étrangères à la stabilité.

En résumé, la solution qui a prévalu est celle qui consiste à appli-

quer des contrepoids modérés aux roues; elle parait être pratiquement suffisante puisqu'elle suffit à assurer aux machines américaines invariablement à cylindres extérieurs les plus grandes vitesses réalisées dans le trafic des trains express: encore convient-il de remarquer que ces machines ont souvent des pistons en fonte à double toile beaucoup plus lourds que ceux employés en Europe.

CHAPITRE III

Appareil de vaporisation.

§ I

THÉORIE DU TIRAGE

52. — L'appareil de tirage de la locomotive peut se ramener schématiquement à la figure 50 ; il comprend la tuyère d'échappement débouchant dans l'axe de la cheminée ; la grille, le combustible, le foyer et le faisceau tubulaire produisent une résistance au passage de l'air et des gaz ; mais, pour un régime donné, les pertes de charge dues à chacune de ces parties sont proportionnelles au carré du débit ; la constante qui intervient dans cette proportionnalité dépend dans chaque cas

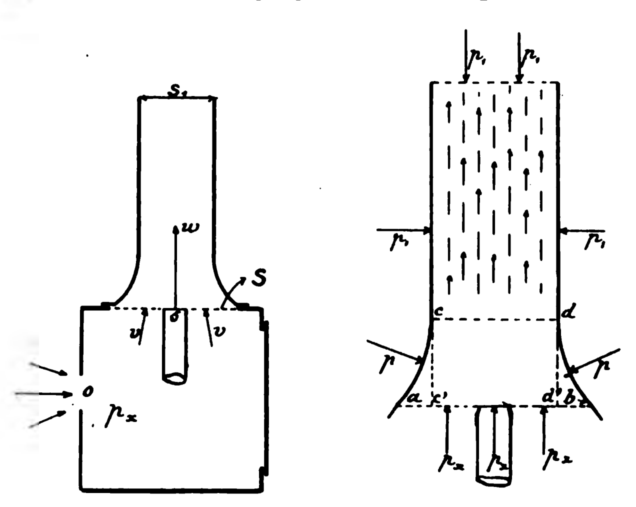


Fig. 50 et 51

des dimensions admises ; dans les problèmes de ventilation, elle règle le coefficient auquel on donne le nom de *tempérament*, d'*orifice équivalent* ou d'*ouverture* (7e fasc., n° 158). Nous pouvons remplacer les ré-

sistances par un orifice *o*, calculé de manière à laisser pénétrer dans la boîte à fumée le volume gazeux qui y passe réellement sous l'influence de la dépression produite par la tuyère; cet orifice est constant pour une chaudière donnée et pour une épaisseur convenue de la couche de combustible, une augmentation de la résistance équivaut à un orifice plus petit.

Puisque la dépression nécessaire pour produire l'écoulement des gaz est proportionnelle au carré de la vitesse, c'est-à-dire au carré du débit, nous pouvons poser

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = T$$

Q est le débit des gaz en mètres cubes, évalué à la température de la boîte à fumée; on pourrait aussi le mesurer à la température ambiante, ce qui n'aurait d'influence que sur la valeur numérique de la constante T; H est la dépression en millimètres d'eau dans la boite à fumée, c'est-à-dire la colonne d'eau qui mesure l'excès de la pression extérieure p_1 sur la pression p_x de la boîte à fumée en kilogrammes par mètre carré ; T est la constante appelée tempérament dans les ventilateurs ; elle est liée à la section de l'orifice *o* par un rapport constant. L'équation ci-dessus peut s'écrire :

$$Q^2 = T^2 (p_1 - p_x) \qquad (1)$$

La valeur de T peut se déterminer par comparaison et en tenant compte des diverses considérations invoquées à propos des problèmes de ventilation (7e fasc., n° 157 ; V. aussi 4e fasc., n° 21) ; une seule expérience sur chaque chaudière, dans laquelle on relèverait Q et $p_1 - p_x$ ferait d'ailleurs connaître la valeur de T spéciale à cet appareil; les valeurs élevées de T indiquent un passage facile de l'air et des gaz, et *vice-versa.*

Pour rendre le problème abordable, nous introduirons les hypothèses suivantes :

1° L'écoulement par la tuyère est supposé continu et non affecté par les à-coups de la décharge : la vapeur qui s'échappe des cylindres à la pression absolue p_0 est supposée sèche ; pour déterminer la vitesse d'écoulement, nous faisons abstraction de la dépression relativement très faible de la boîte à fumée, c'est-à-dire que la vitesse sera déterminée comme si la vapeur s'écoulait dans l'atmosphère ;

2° Nous faisons de même abstraction de la dépression dans l'évalua-

tion du poids spécifique des gaz qui s'écoulent dans la section S, autour de la tuyère de section s; la section S sera considérée comme la section d'entrée des gaz dans la cheminée ;

3° Nous supposons que les gaz et la vapeur ne varient pas de densité dans le parcours de la cheminée, c'est-à-dire que nous faisons abstraction de la compression légère qui s'y produit.

Nous négligeons aussi l'effet sur le tirage de la différence de niveau entre la grille et le sommet de la cheminée, différence qui serait la cause prépondérante du tirage naturel.

Soient :

γ_1, le poids spécifique de la vapeur qui franchit l'orifice s de la tuyère;

δ, le poids spécifique du mélange gazeux ;

w, la vitesse d'écoulement de la vapeur dans la section s;

v, la vitesse des gaz dans la section S ;

S_1, la section au sommet de la cheminée ;

u, la vitesse de sortie du mélange.

L'équation de l'accroissement de la quantité de mouvement projetée suivant l'axe, appliquée au fluide contenu dans la cheminée, donne moyennant les hypothèses admises :

$$\text{(2)} \qquad \frac{\gamma_1 s w^2 + \delta S v^2}{g} - \frac{(\gamma_1 s w + \delta S v) u}{g} = (p_1 - p_x) S_1$$

Le premier membre représente la quantité de mouvement perdue par unité de temps projetée suivant l'axe; le second résulte de l'impulsion des pressions qui agissent sur le fluide en mouvement dans la cheminée; ces pressions sont représentées dans la figure 51, et l'expression ci-dessus n'est exacte que si l'on admet que la pression p_x règne dans toute la zone de mélange comprise entre la base ab et la section cd de la cheminée ; de cette manière l'impulsion projetée de la pression qui s'exerce sur le pourtour ac, bd compense celle qui s'exerce sur la projection annulaire ac', $d'b$.

Puisque nous faisons abstraction de la compression, nous pouvons égaler les débits à l'entrée et à la sortie de la cheminée

$$\text{(3)} \qquad S_1 u = S v + s w$$

Nous avons d'ailleurs :

$$Q = S v$$

ce qui permet de remplacer l'équation (1) par la suivante :

$$\text{(4)} \qquad S^2 v^2 = T^2 (p_1 - p_x)$$

Les équations (2), (3) et (4) permettent, si l'on y envisage w comme une quantité connue, de déterminer v, u et p_x, et d'en déduire ensuite le débit gazeux en volume ou en poids.

Le valeurs de u et de $p_1 - p_x$ prises dans les équations (3) et (4) et substituées dans l'expression (2) donnent une relation du second degré dans laquelle l'inconnue est le rapport des vitesses v et w; nous poserons :

$$\frac{s}{S_1} = a \qquad \text{et} \qquad \frac{S}{S_1} = b$$

Il vient par les substitutions indiquées :

$$(5) \qquad \left[g b^2 \frac{S_1^2}{T^2} - \delta b (1 - b)\right]\left(\frac{v}{w}\right)^2 + (\gamma_1 + \delta)\, ab \left(\frac{v}{w}\right) - \gamma_1 a (1 - a) = 0.$$

On voit que la vitesse v d'écoulement des gaz dans la section S et, par conséquent, le débit, sont proportionnels à la vitesse de sortie de la vapeur et, d'après l'équation (4), que la dépression dans la boîte à fumée est proportionnelle au carré de cette vitesse.

Nous avons déterminé ailleurs (3e fasc., n° 74) la vitesse d'écoulement de la vapeur w en fonction des pressions d'amont et d'aval, qui sont ici p_o et p_x; pour le problème actuel, l'excès de pression qui détermine l'écoulement n'est jamais très considérable, et l'on peut, avec une approximation suffisante, déterminer la vitesse d'écoulement par la formule :

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{p_o - p_1}{\gamma} \quad (^1)$$

1. On a, en effet, dans le diagramme entropique (fig. 52), en appelant T_o et T_1 les températures absolues pour les pressions p_o et p_1, respectivement :

$$A \frac{w^2}{2g} = \text{Surf. } abcd$$

ou, approximativement :

$$A \frac{w^2}{2g} = \frac{r_1}{T_1}(T_o - T_1)$$

mais, d'après l'équation de Clapeyron :

$$r_1 = A\, T_1 \left(\frac{dp}{dT}\right)_1 (u'_1 - u) = A\, T_1 \left(\frac{dp}{dT}\right)_1 \frac{1}{\gamma_1}$$

On a aussi, pour une faible différence de pression :

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_1 = \frac{p_o - p_1}{T_o - T_1}$$

d'où, en substituant :

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{p_o - p_1}{\gamma_1}$$

Fig. 52

$p_0 - p_1$ est la pression effective qui détermine l'écoulement de la vapeur ; ainsi, la vitesse d'écoulement des gaz et leur débit, proportionnels à w en vertu de l'équation (5), varient comme la racine carrée de la contrepression au cylindre, celle-ci étant comptée au-dessus de la pression atmosphérique ; la dépression dans la boîte à fumée est proportionnelle à cette contrepression.

Ces déductions, établies théoriquement par Zeuner (*Das Locomotiven-Blasrohr*) ont été vérifiées par ses expériences.

MM. Nozo et Geoffroy ont également fait un grand nombre d'expériences dont les résultats confirment ces lois.

53. — *Discussion de l'équation* (5). — Les coefficients de cette équation renferment comme paramètres les valeurs a, b et T ; quant aux poids spécifiques γ_1 et δ, on peut les considérer comme des constantes ; en effet, lorsqu'on passe d'une chaudière à une autre, ou lorsque, pour une même chaudière, on modifie le régime, on peut supposer que les gaz de la combustion conservent la même composition ; leur température sera également peu affectée par l'activité de la combustion (4e fasc., nos 45 et 50).

On peut d'abord vérifier que lorsque la résistance au passage des gaz est moindre, c'est-à-dire lorsque T s'abaisse, le rapport $\frac{v}{w}$ augmente ; ce fait sera démontré par les tableaux numériques calculés ci-après ; en second lieu, le rapport en question est influencé par les valeurs de a et de b.

D'ailleurs, pour une tuyère de section donnée, il importe de trouver quelle est la cheminée qui, pour une certaine chaudière, donne le maximum de tirage, c'est-à-dire la valeur la plus grande du produit Sv.

Il importe aussi de remarquer que l'équation (2) et, par conséquent, celles qui s'en déduisent, ne sont pas aussi exactes pour des cheminées très convergentes, comme celles si anormales employées depuis quelques années par l'État belge. (V. plus haut la remarque faite après l'équation (2).)

L'équation (5), appliquée à trois chaudières différentes, donne les valeurs numériques du tableau A, pour le calcul desquelles nous avons donné à T trois valeurs différentes, en nous basant sur des expériences au cours desquelles on a relevé à la fois la combustion à l'heure et la dépression dans la boîte à fumée. Le volume gazeux a été tiré du poids

de charbon brûlé en supposant que la combustion du kilogramme de houille se fait avec une fois et demie le volume d'air théoriquement nécessaire, et donne 16 kilogrammes de mélange gazeux dont le poids spécifique, ramené à zéro et à la pression atmosphérique, est 1,33.

Enfin, pour évaluer δ, les gaz sont supposés à la température de 300 degrés, ce qui donne $\delta = 0.64$. Comme il importe avant tout d'obtenir des chiffres proportionnels plutôt que des résultats absolus, la même base de calcul a été admise pour les trois types de chaudières.

54. — *Données principales des chaudières soumises au calcul.* — Les trois chaudières choisies sont décrites ci-dessous :

A. *Type 25 de l'État belge.* — Cette chaudière, représentée par la planche 2, est caractérisée par une grille de surface très grande sur laquelle on brûle à feu mince (0,10 au plus) un combustible menu non collant; le faisceau tubulaire est court et peu résistant. La dépression moyenne de la boîte à fumée pour une combustion de 1444 kilogrammes à l'heure sur toute la grille, a été de 75 millimètres d'eau (1).

Surface de grille.	$5^{mq},149$
Surface de chauffe du foyer.	$11^{mq},33$
Nombre de tubes.	251
Diamètre intérieur des tubes	40 millimètres.
Longueur des tubes	$3^{m},51$
Surface de chauffe intérieure du faisceau. . . .	$109^{mq},35$
Surface de chauffe totale.	$120^{mq},68$
Poids des gaz s'écoulant par seconde.	$6^{k},42$
Volume gazeux ramené à zéro par seconde . . .	$4^{m3},82$
Volume gazeux à 300 degrés.	$10^{m3},00$
Valeur de T^2 par l'équation (1)	1,34

B. *Type 29 de l'État belge.* — Cette chaudière se rapproche de celle représentée par la planche 1. Comparée à la précédente, elle a beaucoup moins de surface de grille; son faisceau tubulaire, de section moindre, est plus résistant pour le même volume gazeux. La dépression moyenne de la boîte à fumée a été de 100 millimètres d'eau pour une combustion de 1 113 kilogrammes à l'heure sur la surface totale de la grille.

1. Rapport fait par M. Vinçotte au Comité de l'Industrie à l'Exposition d'Anvers en 1885.

Surface de grille.	2^{m2},906
Surface de chauffe du foyer	10 ,92
Nombre des tubes	226
Diamètre intérieur des tubes	40 millimètres.
Longueur des tubes.	3^{m},51
Surface de chauffe intérieure du faisceau. . . .	98^{m2},46
Surface de chauffe totale.	109^{m2},38
Poids des gaz s'écoulant par seconde	4^{k},95
Volume gazeux par seconde ramené à zéro . . .	3^{m3},70
Volume gazeux à 300 degrés.	7^{m3},75
Valeur de T^{s} dans l'équation (1).	0,60

C. *Petite chaudière du « Great-Eastern ».* — Cette chaudière a été expérimentée par MM. Donkin et Kennedy (4e fasc., tableau d'expériences, n° XIV, fig. 99-100).

Surface de grille.	1^{m2},15
Surface de chauffe du foyer	7^{m2},20
Nombre de tubes	223
Diamètre intérieur des tubes.	36 millimètres.
Longueur des tubes.	2^{m}, 85
Surface de chauffe intérieure du faisceau	72^{m2},80
Surface de chauffe totale.	80^{m2},00

Avec une dépression de 27 millimètres dans la boite à fumée, le poids de combustible brûlé (*Nixon's Navigation*) a été de 158 kilogrammes ; le volume d'air admis a été ici déterminé par l'analyse des gaz de la boite à fumée : il a été trouvé deux fois plus grand que le volume d'air théorique; pour les types A et B, à défaut de cette donnée, nous avons au contraire admis, ainsi qu'il a été dit plus haut, une proportion de 1 1/2 fois le volume théorique.

La température mesurée de la boite à fumée a été de 300 degrés ; nous avons ainsi :

Poids des gaz s'écoulant par seconde.	0^{k},97
Volume de ces gaz par seconde à zéro.	0^{m3},73
Volume à 300 degrés	1^{m3},52
Valeur de T^{s} par l'équation (1).	0,86

Ces divers exemples ont surtout été choisis pour les résistances différentes qu'ils accusent au passage des gaz ; nous aurions pu d'ailleurs, en prenant des types à combustion très intense réalisée sur de petites grilles, trouver des valeurs de T^{s} bien inférieures ; le type 25 de l'État belge doit sa faible résistance à ce que la grille présentant au passage

des gaz une section énorme, la vitesse avec laquelle l'air la traverse est fort réduite; dans les trois exemples, le chauffage se fait à feux minces; ce n'est donc pas à l'épaisseur de la couche à traverser qu'est due la variation de T^2, mais à l'intensité de la combustion par mètre carré de grille, c'est-à-dire à la vitesse de l'air et à la résistance différente du faisceau.

Pour chacune des chaudières A, B et C, il sera fait abstraction de l'appareil de tirage existant : nous nous proposons, en effet, de recher-

TABLEAU A, *donnant le rapport de la vitesse d'écoulement des gaz à la vitesse d'écoulement de la vapeur.*

GENRE des CHAUDIÈRES	Valeur de b	Valeur de a	Valeur calculée du rapport $\frac{v}{w}$ pour des cheminées ayant au sommet les diamètres					
			0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,70
A Type 25 de l'État belge $T^2 = 1,34$	1	0,05	0,41	0,38	0,34	0,30	0,28	0,14
		0,10	0,40	0,39	0,36	0,33	0,27	0,18
		0,15	0,40	0,39	0,36	0,34	0,29	0,20
	2	0,05	0,107	0,105	0,102	0,098	0,087	0,062
		0,10	0,129	0,126	0,120	0,117	0,108	0,079
		0,15	0,137	0,135	0,132	0,128	0,118	0,089
B Type 29 de l'État belge $T^2 = 0,60$	1	0,05	0,37	0,32	0,27	0,23	0,17	0,10
		0,10	0,39	0,35	0,31	0,28	0,21	0,13
		0,15	0,39	0,36	0,33	0,30	0,23	0,14
	2	0,05	0,104	0,100	0,095	0,088	0,072	0,046
		0,10	0,126	0,122	0,116	0,109	0,090	0,056
		0,15	0,134	0,131	0,126	0,119	0,102	0,070
C Machine de manœuvres du Great Eastern $T^2 = 0,86$	1	0,05	0,40	0,35	0,30	0,26	0,19	0,11
		0,10	0,39	0,37	0,34	0,30	0,24	0,15
		0,15	0,39	0,37	0,34	0,32	0,26	0,17
	2	0,05	0,105	0,102	0,098	0,092	0,079	0,052
		0,10	0,127	0,124	0,120	0,114	0,100	0,068
		0,15	0,136	0,134	0,130	0,124	0,110	0,077

N. B. — Les calculs ont été faits au moyen d'un cercle logarithmique.

cher comment se comporte le tirage pour diverses proportions de tuyères et de cheminées; nous admettrons donc pour chacune d'elles les valeurs successives $b = 1$ et $b = 2$, et, pour chacun de ces cas, nous donnerons à a les valeurs 0,05, 0,10, 0,15. Le rapport $\frac{v}{w}$ calculé par l'équation (5) pour six diamètres différents de cheminées, nous fournit les données du tableau page 103.

55. — *Cheminée de tirage maximum, la tuyère étant donnée.* — Les valeurs isolées calculées dans le tableau peuvent servir à déterminer pour chaque type et pour divers diamètres de cheminée l'effet produit par différentes tuyères. Pour préciser la méthode, choisissons la portion du tableau qui se rapporte au type B avec $b = 1$; nous pouvons construire le diagramme (fig. 53), dans lequel les sections des cheminées S_1 mesurées au sommet sont portées en abscisses, et les valeurs de $\frac{v}{w}$ en ordonnées; nous aurons les trois courbes en trait plein correspondant aux trois valeurs de a.

Choisissons un diamètre de tuyère, 156 millimètres par exemple, la section s correspondante nous permet de trouver la section S_1 telle que l'on ait

$$\frac{s}{S_1} = 0.05,\ 0.10,\ 0.15$$

et ces sections étant portées en abscisses, marquent sur les trois courbes un nombre égal de points qui donnent pour la tuyère de 156 millimètres et pour ces sections S_1, les valeurs de $\frac{v}{w}$. Ces points étant réunis par le trait pointillé, permettent de tracer une courbe se rapportant à la tuyère considérée, courbe qui donne le rapport des vitesses pour toutes les valeurs de a comprises entre 0,05 et 0,15. C'est par ce procédé que les courbes ont été tracées pour les tuyères des divers diamètres indiqués dans la figure.

Les ordonnées de cette deuxième série de courbes expriment aussi à une certaine échelle, et pour une même contrepression aux cylindres, la vitesse d'écoulement des gaz, et le produit des ordonnées par les valeurs de S donne le débit gazeux; comme on a ici $b = 1$, il en résulte $S = S_1$, et il suffit, pour obtenir les débits appelés par chacune des tuyères, de faire le produit des abscisses par les ordonnées; on obtient

ainsi les courbes des débits, tracées vers le haut du diagramme, chacune d'elles caractérisant une tuyère différente. La cheminée la plus

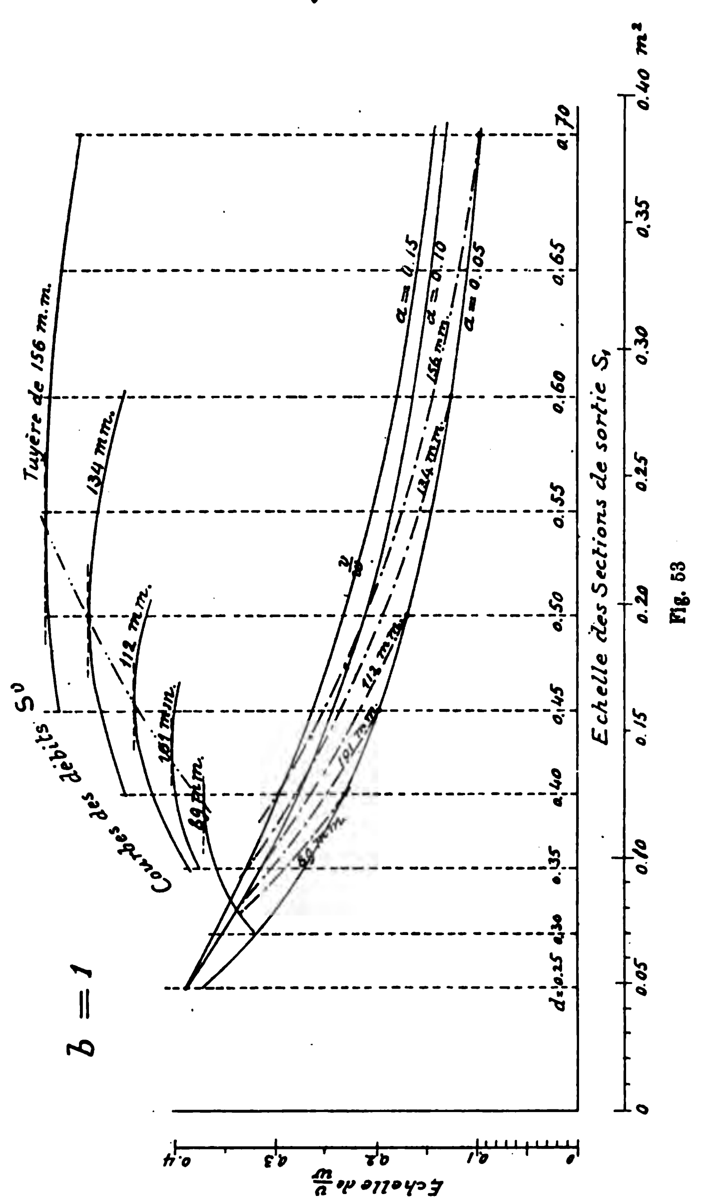


Fig. 53

avantageuse est évidemment celle qui donne le débit maximum si la

tuyère est donnée; l'ordonnée du maximum est le débit, l'abscisse est la section libre à la base de la cheminée et en même temps la section au sommet S_1.

56. — *Influence de la forme de la cheminée.* — Un diagramme analogue est tracé (fig. 53 *bis*) pour $b = 2$, mais les valeurs de $\frac{v}{w}$ n'ont pas été reproduites; comme la section S est double de S_1, il faut en tenir compte pour trouver les ordonnées des courbes de débit.

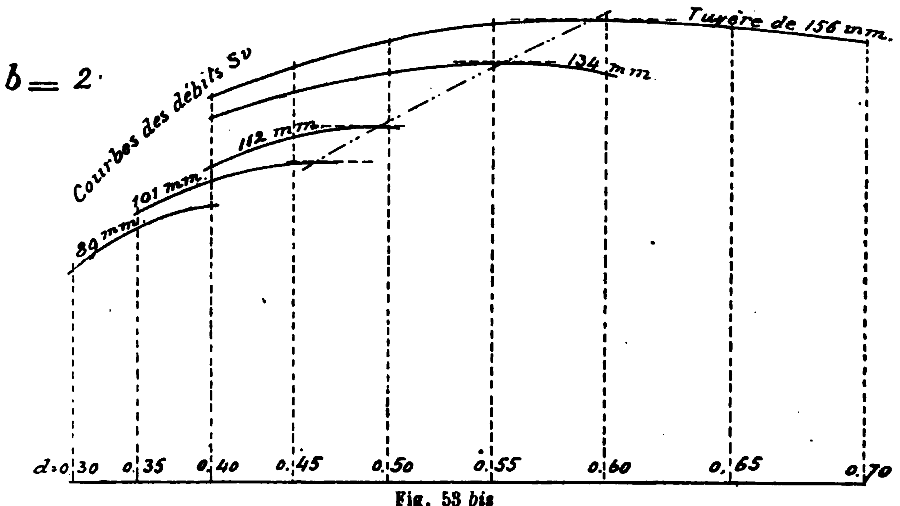


Fig. 53 *bis*

La comparaison des deux diagrammes montre qu'à égale section au sommet avec la même tuyère et la même contrepression au cylindre, la cheminée évasée à la base ($b = 2$) est inférieure à la première ($b = 1$).

Dans chaque cas, l'allure de la courbe de débit indique que celui-ci varie peu lorsque la tuyère restant la même, la section de la cheminée au sommet augmente ou diminue dans une mesure assez large ; ce fait explique pourquoi on a pu obtenir un tirage satisfaisant avec des sections de cheminée notablement différentes, toutes circonstances égales d'ailleurs.

57. — *Tuyère de section variable.* — On peut encore tirer des diagrammes d'autres résultats, et notamment l'influence que peut avoir sur le tirage d'une *même cheminée* la variation de la section de la tuyère; c'est ce cas qui se présente dans la conduite des locomotives.

Nous devons ici, en admettant que la section de la tuyère varie, supposer qu'elle débite le même poids de vapeur; la vitesse w sera alors en

raison inverse de s et, par conséquent, les valeurs de v trouvées dans le cas d'une même vitesse d'écoulement de la vapeur devront aussi être multipliées par le rapport inverse des sections des tuyères.

Dans la figure 54, qui se rapporte à une cheminée ayant 0m,50 de diamètre au sommet, l'ordonnée du point m est le débit gazeux pour une tuyère de 156 millimètres avec une contrepression donnée; si nous passons à la tuyère de 134 millimètres, il faudra, pour trouver l'ordonnée du point n, multiplier la valeur de Sv relevée dans le diagramme (fig. 53), par le rapport :

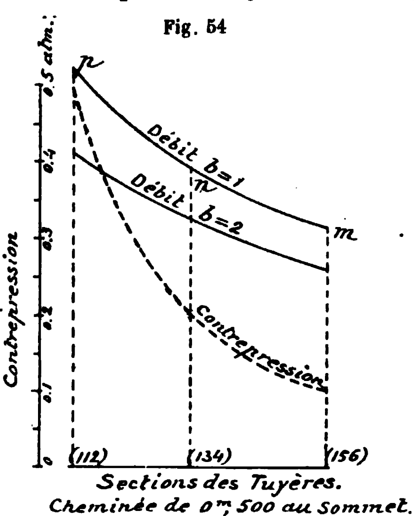
$$\left(\frac{156}{134}\right)^2$$

En raisonnant de la même manière, on trouve le débit pour différentes tuyères adaptées à une cheminée de 0m,50 au sommet, celle-ci ayant des formes différentes caractérisées par $b = 1$ et $b = 2$; on voit que le débit gazeux augmente assez rapidement quand on réduit la tuyère; par contre, la contrepression effective (excès de la contrepression au cylindre sur la pression atmosphérique) augmente comme le carré de w, c'est-à-dire comme la quatrième puissance du rapport de réduction du diamètre de la tuyère.

On conçoit donc qu'il y ait une limite à l'emploi du moyen ci-dessus, car on augmente le tirage dans le but de produire plus de travail moteur par seconde; or, si d'une part on active ainsi la vaporisation, d'autre part on réduit le travail utile de la vapeur.

Le diagramme (fig. 54) montre encore que les deux formes de cheminées ($b = 1$, $b = 2$) peuvent donner le même tirage, à la condition toutefois que la tuyère ait des sections différentes, et c'est de cette manière que se traduit en pratique la supériorité de l'une des cheminées sur l'autre [1].

Fig. 54



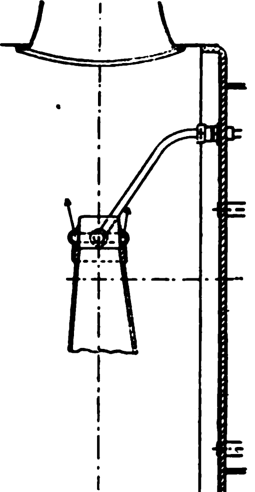
1. Le fait que les cheminées convergentes employées sur une très grande échelle par l'État belge suffisent au tirage demandé par les fortes productions de vapeur n'est pas un argument à invoquer en faveur de cette forme, car on a vu au numéro 54 combien la chaudière du type 25 est peu résistante au passage des gaz; elle s'accommoderait donc d'un appareil de tirage défectueux.

58. — *Équilibre entre la production et la dépense de vapeur.* — Dans tout ce qui précède, nous avons raisonné comme si la vapeur activant le tirage venait d'une autre chaudière, ou comme si la chaudière la produisait toujours en quantité suffisante; en fait, le poids de vapeur qui s'échappe pendant une période où un régime est atteint est égal à celui qui est formé en même temps dans la chaudière. Mais la quantité de vapeur formée n'augmente pas dans la même proportion que le combustible brûlé, ou, ce qui revient au même, que le poids des gaz appelés par le tirage; il existe donc une limite théorique à la vaporisation d'une chaudière donnée, limite pour laquelle il y a équilibre entre la production et la dépense de vapeur, et pour laquelle un régime stable est atteint; en dessous de cette limite, la production de vapeur dépasse la dépense pour une ouverture donnée de la tuyère, à moins que l'on ne règle l'entrée de l'air dans le cendrier.

La limite pour laquelle toute la production de vapeur est nécessaire pour activer le tirage peut être d'autant plus élevée que la tuyère est plus étranglée; mais, comme le travail utile est affecté par la contre-pression au cylindre, le serrage de la tuyère est limité, surtout dans la marche à détente.

Il est intéressant de préciser dans quelles conditions se présente l'état d'équilibre ci-dessus, et nous y reviendrons plus loin (63).

59. — Pour la mise sous pression au départ ou en stationnement, on place sur toutes les chaudières un jet souffleur de petit diamètre qui aboutit au centre de la cheminée, ou à une couronne percée d'orifices qui entoure la tuyère (fig. 55, Midland); ces jets agissent comme l'échappement, malgré leur section réduite; la vitesse d'écoulement est due alors à la pression de la chaudière.


Fig. 55

Les jets souffleurs servent aussi dans les stationnements à diminuer la production de la fumée et à l'empêcher de se rabattre.

Divers moyens peuvent être employés pour faire varier le tirage : l'un d'eux consiste à manœuvrer convenablement la porte du cendrier de manière à régler l'entrée de l'air; la tuyère est à section constante; mais, dans ce cas, elle doit être disposée pour fournir le maximum du tirage, l'en-

trée d'air du cendrier étant ouverte; dans tous les cas où le tirage doit être modéré, la tuyère donne donc lieu à une contrepression plus forte que celle qui serait rigoureusement nécessaire.

Un second moyen consiste à dévier une partie de la vapeur d'échappement et à l'amener au sommet de la cheminée sans la faire concourir au tirage; un clapet qu'on ouvre plus ou moins permet de faire passer toute la vapeur par la tuyère au moment où le tirage doit être énergique.

Le système le plus employé consiste à agir sur la section de la tuyère d'échappement (74).

60. — *Influence de divers éléments sur le tirage.* — Il semble résulter des expériences qui ont été faites à ce sujet que la succession plus ou moins rapide des coups de l'échappement n'a pas d'influence sur le tirage, pourvu que le débit de vapeur en poids reste le même et pour la même tuyère. Au début de l'application du système compound avec un seul cylindre de détente, ne donnant donc que deux échappements par tour de roue, on a craint l'affaiblissement du tirage, mais l'expérience n'a pas justifié cette appréhension.

Le volume de la boîte à fumée peut agir comme régulateur de la pression des gaz et diminue les variations brusques d'appel qui ont l'inconvénient de désorganiser les feux dans le chauffage à couche mince; c'est pour réaliser ce *desideratum* déjà indiqué par M. Couche que l'État belge emploie actuellement des boîtes à fumée très longues dans le sens de l'axe (pl. 3). Ces boîtes sont depuis longtemps employées aux États-Unis dans un but différent : elles servent de chambre de dépôt pour les entraînements solides et permettent aussi, sans nuire à la section de la cheminée; le placement de grillages ou de toiles métalliques (T, fig. 56) destinées à arrêter les projections d'étincelles.

Zeuner, ainsi que Nozo et Geoffroy, et d'autres ingénieurs, ont recherché expérimentalement l'influence de la position en hauteur de la tuyère et de la hauteur de la cheminée; les conclusions à tirer de ces recherches sont :

1° On dispose d'une grande latitude pour la position en hauteur de l'orifice de la tuyère; il ne convient cependant pas de la faire pénétrer dans la base de la cheminée; placée trop bas, elle donne un jet dont la divergence gêne l'entrée des gaz; l'orifice peut très bien déboucher à la hauteur de la rangée supérieure des tubes de fumée; cette disposition

assure mieux la répartition du courant gazeux à travers tout le faisceau que si on relève la tuyère. Cette répartition est quelquefois assurée par un écran placé devant les tubes (fig. 56), mais celui-ci doit être facilement démontable pour le nettoyage du faisceau;

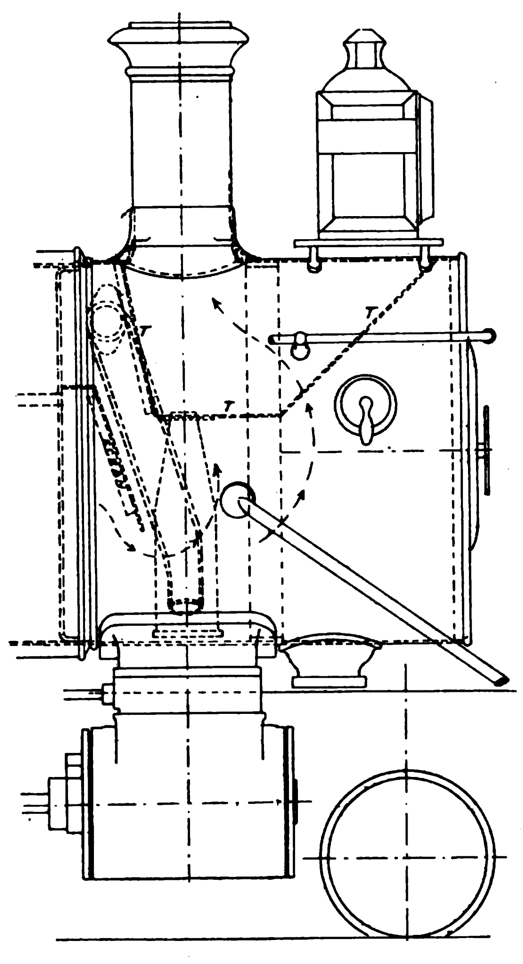


Fig. 56

2° On ne gagne rien à augmenter la hauteur de la cheminée au delà de trois fois son diamètre; ce fait est bien démontré par la pratique suivie en Angleterre où, pour des raisons de gabarit, les cheminées sont parfois fort courtes; nous relevons sur une machine d'express du

Caledonian une cheminée dont la hauteur n'est que de deux fois le diamètre;

3° D'après l'étude théorique développée plus haut, la cheminée cylindrique vaut mieux que la forme tronconique dont la petite base serait au sommet; cette étude n'est pas d'une rigueur absolue, et il serait peut-être dangereux d'en adopter les conclusions trop à la lettre; toutefois, cette forme tronconique n'est employée, à notre connaissance, que par l'État belge [1]. On a fait, au contraire, beaucoup de cheminées coniques dont la grande base est au sommet, surtout en Allemagne, sous le nom de cheminées Prussman (on les attribue aussi à Sinclair). D'après les recherches de Grove [2], basées sur la théorie de Zeuner, la forme la plus avantageuse serait celle de la figure 57; avec les notations de la figure, on aurait les rapports :

$$\frac{S_b}{S_t} = \frac{1}{3}; \quad \frac{S_1}{S_b} = 2.56; \quad \frac{s}{S_b} = 0.115$$

L'avantage d'un rétrécissement de la base ne paraît pas douteux, puisqu'il a pour effet d'augmenter la vitesse des gaz dans la zone de mélange, ce qui diminue la perte due au choc de la vapeur; quant à l'évasement vers le haut, il ramène progressivement la vitesse à ce qu'elle serait pour une cheminée cylindrique de section S_1 sans qu'il y ait aucune perte d'énergie: cependant, peu de cheminées présentent, par rapport aux tubes, une section aussi étranglée que celle qui résulterait des proportions indiquées ci-dessus; (V. les expériences récentes de M. Von Borries, *Bulletin du Congrès*, juin 1897);

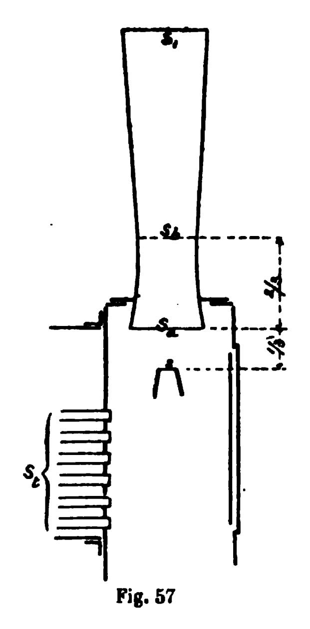


Fig. 57

4° La corniche qui surmonte la cheminée n'est pas sans influence sur le tirage à cause de l'induction produite par le courant d'air rencontré; le profil le plus convenable à cet égard paraît être celui de la figure 11 *ante*.

1. On trouve cependant au London-Brighton des cheminées ayant une très légère conicité dans le même sens, 12 pouces de diamètre à la base et 11 au sommet, mais on peut les considérer comme étant à peu près cylindriques.

2. Voir *Heusinger v. Waldegg*, Eisenbahn-Technik, vol. III, p. 351.

Pour parer aux effets du courant rencontré dont la vitesse relative est égale, par temps calme, à la vitesse absolue du train, on ajoute quelquefois au sommet de la cheminée un bec surélevé vers l'avant ; cette pratique, d'abord abandonnée, a été reprise récemment dans quelques exploitations.

§ II

ÉTUDE DE LA VAPORISATION (1)

61. — *Proportions extrêmes des chaudières et des foyers.* — L'équilibre entre la production de vapeur et le tirage alimenté par cette vapeur détendue et s'écoulant par la tuyère se produit pour une combustion plus ou moins active (58) suivant les proportions de la grille, la nature du combustible, la disposition de la surface de chauffe et la résistance au tirage. Il existe entre ces éléments des différences très profondes et, sous ce rapport, les chaudières sont comprises entre deux types que l'on peut considérer comme extrêmes :

1° Les chaudières à surface de grille réduite, dans lesquelles le combustible est brûlé en couche épaisse et en morceaux plus ou moins gros, car le menu rendrait le tirage insuffisant. Les figures 58 à 60

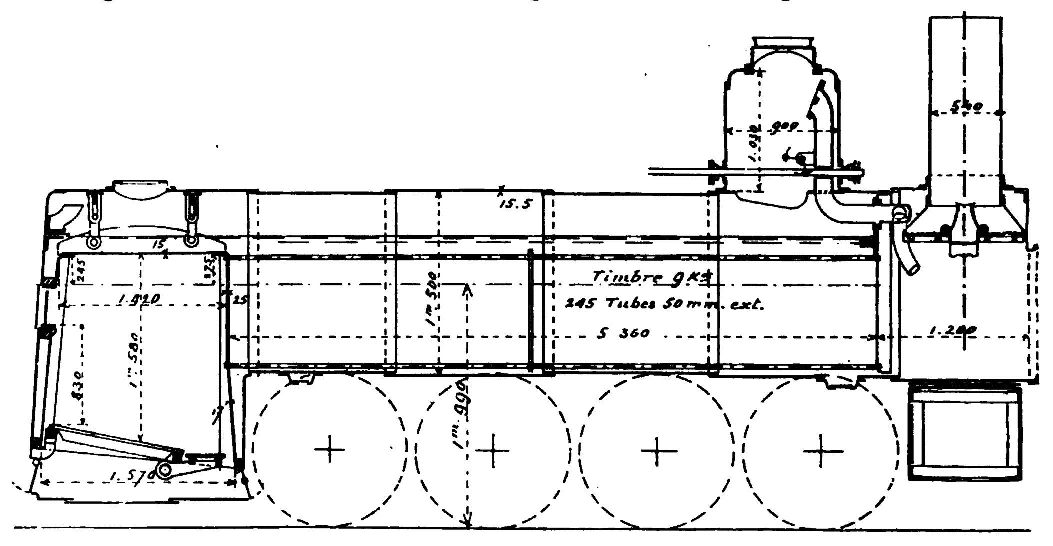


Fig. 58

1. Voir à ce sujet :
Recherches de la puissance de vaporisation des locomotives en relation avec le tirage, par M. Ch. Gerhardt (R. G. des Chemins de fer, T I, 1878).

représentent la chaudière très puissante d'une machine à marchandises à quatre essieux accouplés du P.-L.-M. appartenant à ce type, et dont les éléments sont :

Surface de grille	2^{m2},07
Surface de chauffe du foyer	9 ,60
Surface de chauffe intérieure des tubes	188 ,00
— — totale	197 ,00
Longueur des tubes.	5^{m},36
Diamètre extérieur des tubes	50 m/m
— intérieur —	45 m/m
Section libre des tubes.	0^{m2},38
Section de la cheminée.	0 ,228
Rapport de la surface de chauffe à la surface de grille .	95
Volume d'eau avec 0^{m},12 au-dessus du ciel du foyer. .	6100 litres.

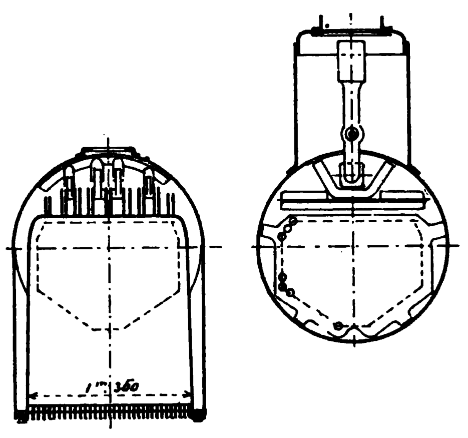


Fig. 59 et 60

Ces chaudières ont une surface de chauffe directe modérée et une surface tubulaire très développée (le rapport atteint à peu près 20 dans l'exemple ci-dessus).

La faible surface de la grille et, par conséquent, la grande épaisseur du feu et la longueur du faisceau, augmentent la résistance au passage des gaz et demandent un bon tirage. La forte combustion par mètre carré de grille élève la température produite dans le foyer.

Ce type de chaudières a été surtout usité en France ; on cite en Amérique des combustions s'élevant jusqu'à 1.000 kilogrammes de houille par mètre carré et par heure.

2° Le type opposé est à grande surface de grille, avec chauffage à feu mince qui admet le combustible menu. La moindre épaisseur de la couche s'impose avec un pareil combustible, qui présenterait sans cette condition une grande résistance au passage de l'air. La nécessité d'atteindre une certaine production oblige à développer la surface de grille, attendu que l'on doit en somme avoir, pour produire des effets égaux, le même poids total de gaz formés dans le même temps, c'est-à-dire que la combustion doit gagner en surface ce qu'elle perd en épaisseur.

La combustion par mètre carré de grille étant moins active, la température des gaz formés est moindre, ainsi que la chaleur rayonnée par mètre carré de grille (4e fasc., n° 41); les gaz franchissent la plaque tubulaire à une température plus basse, le corps tubulaire est relativement court faute de place. Ces diverses circonstances diminuent la résistance au passage des gaz ; un tirage modéré est donc suffisant.

C'est surtout Belpaire qui a été en Europe le promoteur des types à grande grille, et il serait difficile d'aller plus loin dans ce sens que ne l'a fait l'État belge dans les locomotives mises en service de 1885 à 1889; aux États-Unis, Wootten a créé des chaudières à grand foyer et à larges grilles pour brûler l'anthracite dont la combustion très lente demande un grand volume de feu (fig. 63); la chaudière Wootten n'a pas été sans influence sur les types les plus récents des chaudières Belpaire. Les spécimens A et B décrits au numéro 54 (voir pl. 1 et 2) présentent, surtout le premier, des proportions extrêmes en opposition avec celles de la chaudière des figures 58 à 60. Pour le type 25 de l'État belge, notamment, on remarque que le rapport de la surface de chauffe à la grille n'est que de 23,5 (au lieu de 95); le rapport de la surface intérieure du faisceau à celle du foyer n'est que de 9,6 (au lieu de 20).

62. — *Régimes de fonctionnement.* — On peut se rendre compte, par les méthodes exposées dans le quatrième fascicule, du régime propre à chacune des chaudières ci-dessus; dans les calculs numériques, il est toutefois important de remarquer que le coefficient de transmission M (4e fasc., n° 45) peut s'élever notablement avec la rapidité du mouvement des gaz, et qu'il est certainement plus élevé que pour les générateurs fixes.

En comparant diverses expériences, nous avons été conduit à admettre :

$$M = 55$$

TABLEAU CALCULÉ

Nos d'ordre		Surface de grille	Combustion par mètre carré de grille à l'heure	Surface du foyer	Surface intérieure des tubes	Surface de chauffe totale	Températures calculées			Chaleur transmise par heure		
							au-dessus du feu	à l'entrée des tubes	à la sortie des tubes	Rayonnement de la boîte à feu	Convection de la boîte à feu	Convection par les tubes
1		—	127k	—	—	—	1200	850	200	1.080.000	502.000	930.000
2	Type 29	2.906	254	10.92	98.46	109.38	1270	1059	317	1.850.000	610.000	2.130.000
3		—	382	—	—	—	1320	1174	459	2.720.000	630.000	3.050.000
4	Type 25	5.149	280	11.33	109.35	120.68	1280	1164	520	3.700.000	650.000	3.500.000

TABLEAU CALCULÉ (*suite*).

Nos d'ordre		Combustion par mètre carré de grille à l'heure	Vapeur à 10 atm. effect. produite à l'heure, l'eau étant à 0°		Vapeur produite		Par m² de surface totale	Proportion		Vaporisation totale à l'heure
			par la surface directe	par la surface tubulaire	par mètre² de surface directe	par mètre² de surface tubulaire		Surface directe	Surface tubulaire	
1		127k	2400k	1410k	220k	14k.4	35k	0.63	0.37	3810k
2	Type 29.	254	3720	3250	340	33	64	0.535	0.465	6970
3		382	5100	4625	467	47	89	0.525	0.475	9725
4	Type 25.	280	6550	5300	580	48	98	0.55	0.45	11850

Ce coefficient s'accorde avec celui qu'ont adopté plusieurs auteurs, mais en lui donnant une signification différente, car ils n'ont pas fait le partage de la chaleur transmise par rayonnement et par convection; M. James Atkinson Longridge a pris pour M une valeur qui, ramenée aux mesures métriques et à l'échelle centigrade, serait égale à 54 (*Minutes of Proceedings of C. E*, vol. 52, p. 101).

Dans le tableau ci-dessous, nous avons calculé, pour les types 25 et 29 de l'État belge (n° 54), les divers éléments qui caractérisent le fonctionnement; pour le type 29, les calculs ont été faits pour des combustions par mètre carré de grille dont l'intensité est dans le rapport des chiffres 1, 2 et 3. Les combustions de 382 kilogrammes par mètre carré pour le type 29, et de 280 kilogrammes pour le type 25, ont été réalisées dans des essais comparatifs.

Résultats [1].

N° d'ordre		Combustion par mètre² de grille	Vaporisation totale		Température de la boîte à fumée		Observations
			observée	calculée	observée	calculée	
3	Type 29. .	382	7334	9725	»	459	Résultats obtenus dans une marche à outrance sur forte rampe prolongée.
4	Type 25. .	280	10071	11850	notablement sup. à 380°	520	

En rapprochant les résultats observés de ceux que fournit le tableau calculé, on ne trouve que des différences qui s'expliquent en grande partie par la nature du combustible employé dans ces expériences, qui contenait environ 14 % de cendres, et dont le pouvoir calorifique n'était que de 6.650 calories par kilogramme de charbon brut, tandis que nous avons admis dans nos calculs un pouvoir de 7.500 calories. De plus, nous avons supposé que le poids des gaz formés est de 16 kilogrammes par kilogramme de houille (soit 1,5 fois le poids d'air théorique), suppo-

1. Les expériences résumées par ces tableaux ont été faites par le comité d'essais attaché à l'Exposition d'Anvers en 1885, à la demande de l'État belge, au moyen de trajets répétés entre Namur et Assesse, pendant lesquels un train d'essai pesé a été remorqué par les deux machines successivement; on s'est attaché à développer le maximum de puissance. (Voir le rapport cité au n° 54 *ante*.)

sition qui peut s'écarter de la réalité. Nous avons enfin fait abstraction du rayonnement extérieur qui s'élève probablement à plus de 4 % de la chaleur produite, car, dans les expériences de MM. Donkin et Kennedy sur une locomotive du *Great-Eastern* (fasc. 4), cette perte a été de 3,9 %, l'air extérieur étant à 27 degrés, tandis que les expériences belges ont été faites en octobre-novembre par un vent froid. En résumé, et en tenant compte de ces diverses raisons, l'accord du calcul avec l'expérience est satisfaisant pour le type 25, il est acceptable pour le type 29.

On peut remarquer, d'après le tableau calculé, que le foyer et le faisceau tubulaire se partagent la vaporisation d'une manière inégale; l'activité du faisceau croit un peu plus vite que la combustion, mais celle du foyer ne suit pas une progression aussi rapide.

Il est intéressant d'appliquer la même méthode de calcul à une chaudière à grille relativement petite à combustion plus intense telle que celle des Crampton dont quelques-unes sont encore en service; les éléments sont :

Surface de grille	$1^{m^2},29$
Surface du foyer	$7^{m^2},60$
Surface tubulaire intérieure	$88^{m^2},90$

et l'on trouve comme résultats :

Combustion par mètre carré de grille	Températures calculées			Chaleur transmise à l'heure			Vapeur produite à l'heure		Proportion	
	au-dessus du feu	à l'entrée des tubes	à la sortie des tubes	Boîte à feu rayon[t]	Boîte à feu Convection	Tubes	Foyer	Tubes	Foyer	Tubes
350^k	1310	1125	239	1.140.000	420.000	1.450.000	2350	2180	0.52	0.48
600	1370	1215	385	1.780.000	460.000	2.450.000	3370	3700	0.475	0 525

Pour cette chaudière et au maximum d'activité, le mètre carré de surface directe produit 445 kilogrammes de vapeur à l'heure; la surface tubulaire produit 42 kilogrammes environ par mètre carré. Ces résultats

ne s'écartent pas trop de ceux qu'on obtient dans les chaudières à très grandes grilles, et les différences anormales au premier abord s'expliquent comme il suit : comparons le type 25 (État belge) à très grande grille au type Crampton ; malgré la combustion environ moitié moindre par mètre carré de grille et la température moins élevée de la boite à feu, la vaporisation au foyer est de 30 % plus forte par mètre carré, celle des tubes est supérieure de 12 % par mètre carré. En ce qui concerne la surface de chauffe directe, il faut observer que pour les foyers profonds à petite grille, le rapport de la surface à la grille est plus grand, ce qui diminue la quantité de chaleur à absorber par unité de surface (1); quant à la surface tubulaire, les éléments qui règlent son activité sont la température et le poids des gaz en circulation pendant un temps donné; or, lorsqu'on donne un grand développement à la grille, la surface du faisceau rapportée à la combustion totale diminue en général, parce que la longueur totale des chaudières est limitée et que le foyer est augmenté en longueur au détriment des tubes.

Les proportions relatives affectent donc la transmission de la chaleur d'une manière complexe, et l'on ne peut dire *a priori* que l'extension donnée à la grille pour une *même combustion totale* diminue la fatigue des surfaces de chauffe, car le rayonnement est proportionnel à la surface de grille, et la surface du foyer augmente moins vite que celle-ci ; la température des gaz est plus basse, mais il y a moins de surface tubulaire pour absorber la chaleur qu'ils renferment.

En résumé, on voit les deux types de chaudières se comporter également bien en service, et c'est la nature du combustible seulement qui peut motiver les grandes grilles. Entre les cas extrêmes que nous avons indiqués, on trouve toutes les proportions intermédiaires; cependant les grilles très petites à feux épais conviennent peu pour la combustion de la houille, qui s'est partout et depuis longtemps substituée au coke; elles demandent d'ailleurs un tirage beaucoup plus fort au détriment de la contrepression des cylindres.

1. Le rapport de la surface du foyer à la surface de grille varie dans la mesure suivante :

Foyer Wootten à anthracite.	1,54
Type 25 de l'Etat belge.	2,20
» 29 de l'Etat belge.	3,75
» à marchandises du P.-L.-M.	4,56
Crampton.	5,90

L'une des raisons qui ont prolongé l'usage des petites grilles, descendant parfois jusque près du centième de la surface de chauffe, comme dans la chaudière du P.-L.-M. (fig. 58 à 60 *ante*), est la crainte que l'on avait de relever les chaudières, ce qui, pensait-on, était défavorable à la stabilité; le foyer devait donc descendre entre deux essieux, ou bien, dans les machines à petites roues rapprochées, il était mis en porte-à-faux derrière le dernier essieu; dans un cas comme dans l'autre, la grille était fort limitée en longueur.

63. — *Relations entre le tirage et la production de vapeur.* — Nous avons vu, au numéro 58, qu'il doit se produire pour chaque ouverture de tuyère, un état d'équilibre pour lequel la vaporisation ne peut être dépassée; nous possédons maintenant les éléments qui permettent de comparer la production de vapeur et la dépense nécessaire pour alimenter le tirage.

Prenons, par exemple, le type 29 de l'État belge, auquel se rapporte le diagramme (fig. 53), admettons que la cheminée ait au sommet $0^m,50$ de diamètre et prenons $b = 1$, c'est-à-dire une forme cylindrique [1]. Nous trouvons, pour trois tuyères différentes (112, 134 et 156 mm.), les valeurs de $\frac{v}{w}$. D'autre, part, v résulte du poids de gaz à écouler; en calculant cette valeur pour la combustion maximum donnée dans les tableaux du numéro 62 pour le type 29, nous trouvons pour v, en supposant que les gaz sont à 300 degrés ($\delta = 0,64$), et qu'il y a 16 kilogrammes de gaz par kilogramme de houille :

$$v = 39^m,40$$

Nous avons, pour les différentes tuyères, d'après le diagramme et la valeur de v ci-dessus :

Tuyères	$\frac{v}{w}$	w	Poids de vapeur débité par les tuyères par heure	Contrepression effective par mètre carré
156 m/m	0.21	186	7800^k	1070^k
134 »	0.195	200	6150	1240
112 »	0.17	230	4950	1640

1. En réalité la cheminée a 535 millimètres au sommet et elle présente au-dessus de la base une section rétrécie de 465 millimètres.

Nous avons démontré que le poids des gaz appelés est proportionnel, pour la même tuyère, à la vitesse de sortie de la vapeur, donc au poids de vapeur débité; nous trouvons donc facilement, au moyen des lignes droites OA, OB, OC (fig. 61), le poids de vapeur nécessaire pour alimenter le tirage pour n'importe quelle combustion dont l'intensité est portée en abscisse.

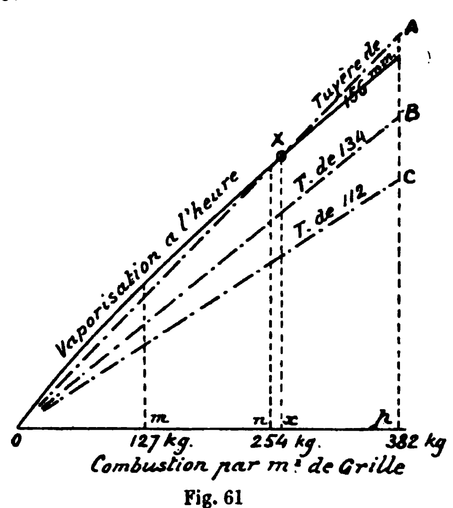


Fig. 61

Les tableaux du numéro précédent donnent la vaporisation calculée pour les combustions *om*, *on*, *op;* mais, pour tenir compte des pertes, nous pouvons réduire ces chiffres proportionnellement à la vaporisation réelle qui a été constatée par l'expérience pour la combustion la plus active, les vaporisations sont ainsi ramenées aux nombres suivants :

Pour la combustion de	127 kil.	par mètre carré	. .	2870 kil.
»	254	»	»	. .	5250
»	382	»	»	. .	7334

Ces vaporisations, reportées dans la figure 61, donnent la courbe en trait plein.

Nous pouvons conclure du diagramme que, pour la tuyère de 156 millimètres, la production de vapeur est supérieure à la dépense du tirage jusqu'au moment où la combustion atteint *ox* par mètre carré de grille (environ 260 kg.): pour dépasser cette production, il faut diminuer la section de la tuyère et, en lui donnant 134 millimètres de diamètre seulement, on peut atteindre une combustion supérieure au maximum observé de 382 kilogrammes.

Dans la dernière colonne du tableau sont calculées les pressions motrices nécessaires pour engendrer la vitesse w qui, pour chacune des trois tuyères envisagées, donnerait le tirage correspondant à la combustion de 382 kilogrammes; mais la contrepression au cylindre serait en réalité plus grande, à cause de la résistance des conduits; cette résistance affecterait différemment les trois résultats.

Il résulte des calculs qui précèdent qu'avec un certain diamètre maximum de tuyère, la combustion atteint une limite déterminée, limite qui s'élève au fur et à mesure qu'on serre l'échappement. La limite pratique s'abaisse souvent, à cause de l'état du feu, de l'encrassement de la grille, etc. Le profil parcouru exige d'ailleurs presque toujours une vaporisation variable, de sorte que le problème se complique en réalité, la masse d'eau de la chaudière intervenant fort heureusement pour retarder les modifications de régime. Le machiniste dispose dans la variation de la section d'échappement d'un moyen propre à forcer la production pendant un temps plus ou moins long, moyen d'autant plus efficace que la résistance au tirage est moindre.

§ III

DISPOSITIONS ESSENTIELLES DE LA CHAUDIÈRE, DU FOYER ET DE LEURS ACCESSOIRES

Après avoir envisagé d'une manière générale le fonctionnement de la chaudière et du foyer, nous nous proposons, dans ce paragraphe, de décrire, d'une manière aussi succincte que possible, les formes diverses sous lesquelles ces parties peuvent être réalisées.

64. — *Dispositions d'ensemble.* — Ces dispositions présentent une grande analogie de principe, on ne fait que très exceptionnellement usage de systèmes n'appartenant pas à la classe des chaudières à boite à feu intérieure suivie d'un faisceau de tubes de fumée, et les rares exceptions que l'on peut citer appartiennent toujours à des types spéciaux pour tramways.

Les chaudières qu'on peut considérer comme présentant le plus de différence avec le type habituel s'en rapprochent encore extrêmement; ainsi, la chaudière Lentz, figure 62, née récemment en Allemagne, est munie d'un foyer ondulé à section circulaire; on a cherché par cette forme, à supprimer les renforts et les entretoisements qui font de la

chaudière ordinaire une construction lourde et coûteuse; une chambre de combustion est ménagée à la suite de l'autel; l'enveloppe de forme assez compliquée est composée de deux troncs de cône réunis à leur grande base par une grande virole cylindrique. Au point de vue des

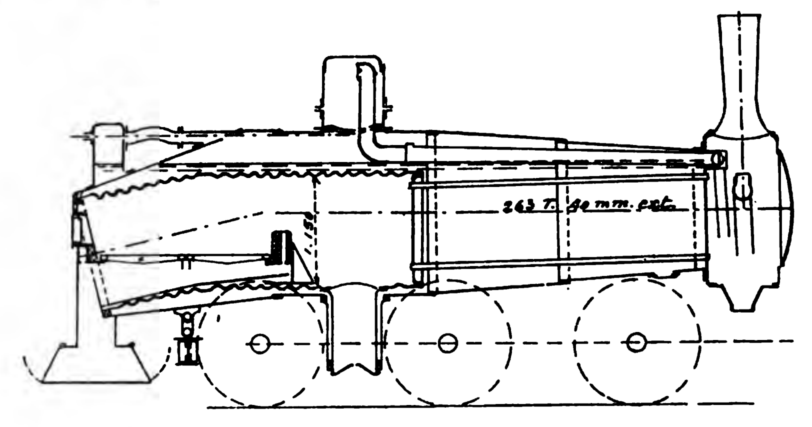


Fig. 62

proportions et du fonctionnement, il n'y a pas de bien grandes différences entre la chaudière Lentz et certaines chaudières Belpaire, et elle ne semble pas se répandre (1). La chaudière Strong à deux foyers ondulés, produite aux États-Unis, est également un type tout à fait spécial (*Engg.* 1883-1-194).

Une autre transformation assez radicale mais bien exceptionnelle aussi est celle que M. Verderber a appliquée sur les chemins de fer Hongrois (*Engg.* 1879, 1er sem., p. 114 et 1889, 1er sem., p. 156). Elle consiste à supprimer les lames d'eau autour de la boîte à feu; celle-ci devient alors une chambre à parois réfractaires où la combustion peut être parfaite, la température des gaz est élevée par l'absence de rayonnement; toute la surface de chauffe est constituée par les tubes. C'est pour parer aux inconvénients des fortes incrustations dues à de mau-

1. Voir *Revue universelle des Mines*, 8e série, t. XIV, p. 108 et *Zeitschrift*, V. D. I. 1891

On peut citer comme modifications au système ordinaire : le ciel de foyer en voûte employé en Autriche (*Engg.* 1878-2-519), la boîte à feu Haswell à dôme cylindrique ondulé au marteau (*Engg.* 1873-1-421), le système de voûte avec nervures imitées du joint Adamson proposé par M. Ernest Polonceau, le système *Knaudt* et *Pohlmeyer* à foyer cylindrique avec grand volume d'eau (*Engg.* 89 2-397), le système *Tilp* et *Wattitz*, employé sur les chemins de fer Autrichiens pour faciliter le nettoyage par la suppression des armatures.

vaises eaux que ce système a été employé; le système Docteur, plus récent, est à peu près identique en principe; en Hongrie, le but poursuivi n'a pas été entièrement atteint, le faisceau s'est incrusté plus abondamment.

65. — *Foyer, boîte à feu.* — La forme ordinaire du foyer est la boîte à parois sensiblement planes, les côtés sont souvent rentrés pour que la boîte à feu puisse s'insérer entre les longerons ou entre les roues; dans la chaudière Wootten, chauffée à l'anthracite, le foyer est très peu profond et très large, il est en surplomb latéral sur les roues (fig. 63 et 64); la même disposition usitée depuis longtemps à l'État belge sur les plans inclinés de Liége a été étendue depuis quelques années à d'autres types (type 25, pl. 2, type 12, pl. 3 et type 6, pl. 4); dans le type 12, la forme en plan de la boîte à feu est motivée par le passage de grandes roues motrices, la partie arrière beaucoup plus large surplombe les roues porteuses; la boîte à feu du type 6 est entièrement relevée au-dessus des roues qui ont cependant $1^m,700$ de diamètre, la grille est donc établie très haut; le foyer est ici suivi d'une chambre de combustion à fond conique qui complique extrêmement le travail de chaudronnerie.

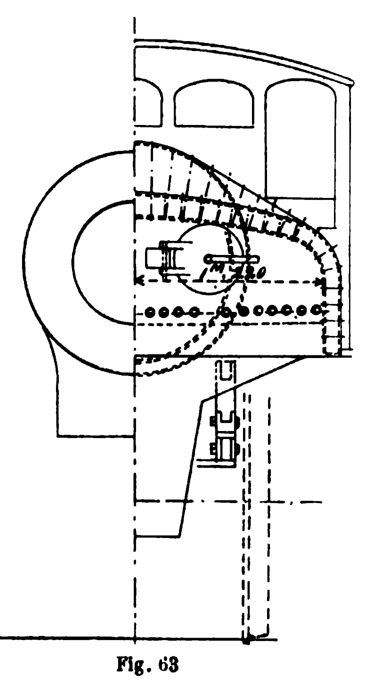


Fig. 63

Une forme moins anormale de la boîte à feu Belpaire est celle de la chaudière représentée planche 1, figures 65 à 68, très répandue à l'État belge. Le ciel de la boîte à feu est quelquefois incliné, cette disposition est fréquente aux États-Unis; sur les pentes où pendant les arrêts, l'eau se porte en avant, le niveau baisse à l'arrière, le ciel incliné reste néanmoins couvert d'eau (pl. 3, fig. 88).

En Europe, la boîte à feu est le plus souvent en cuivre rouge, la plaque tubulaire a environ 25 millimètres d'épaisseur pour l'assemblage des tubes, elle s'amincit au bas; les autres parois ont 12 à 14 millimètres; le cuivre est coûteux de premier établissement, mais les vieux

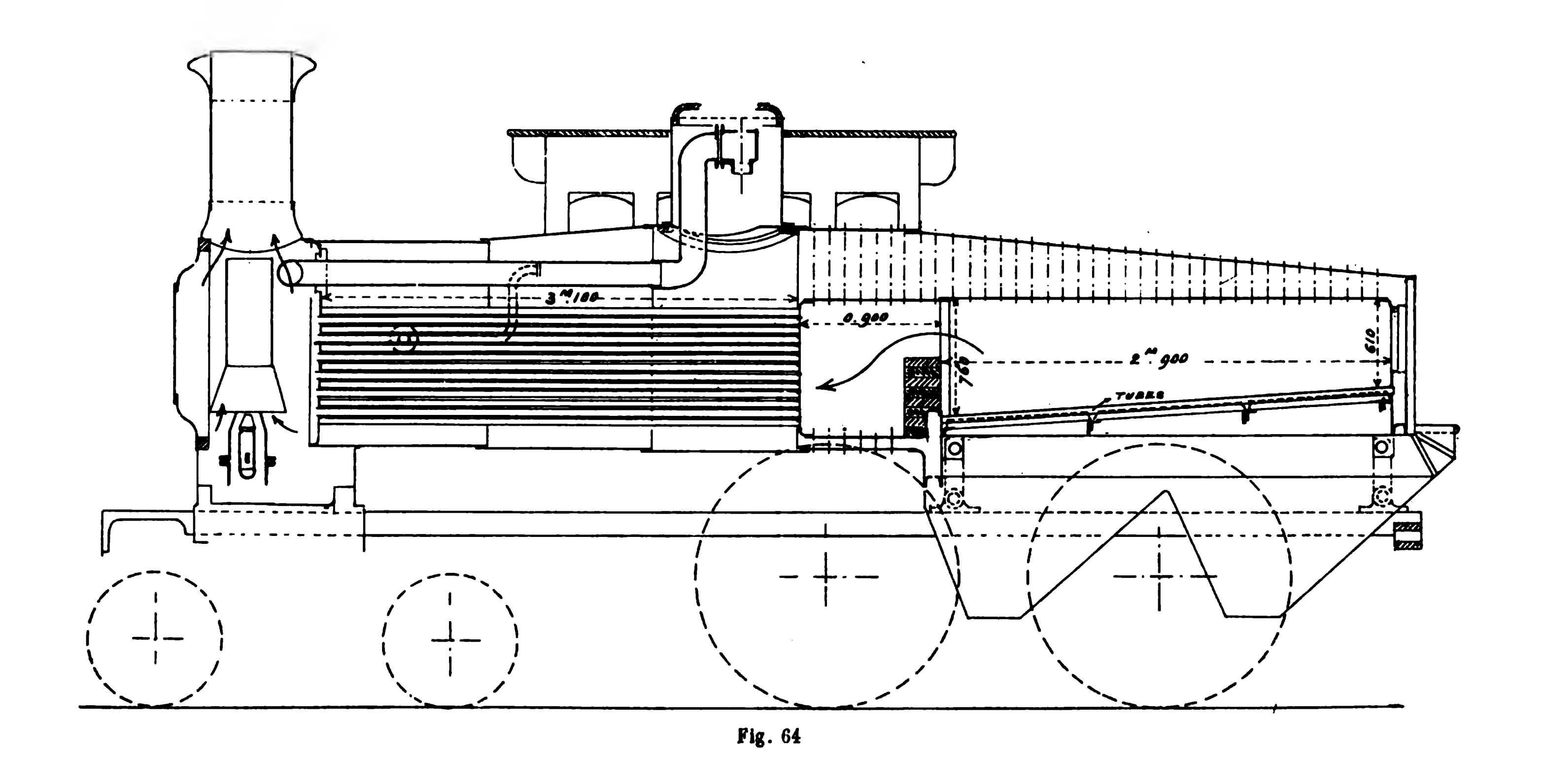
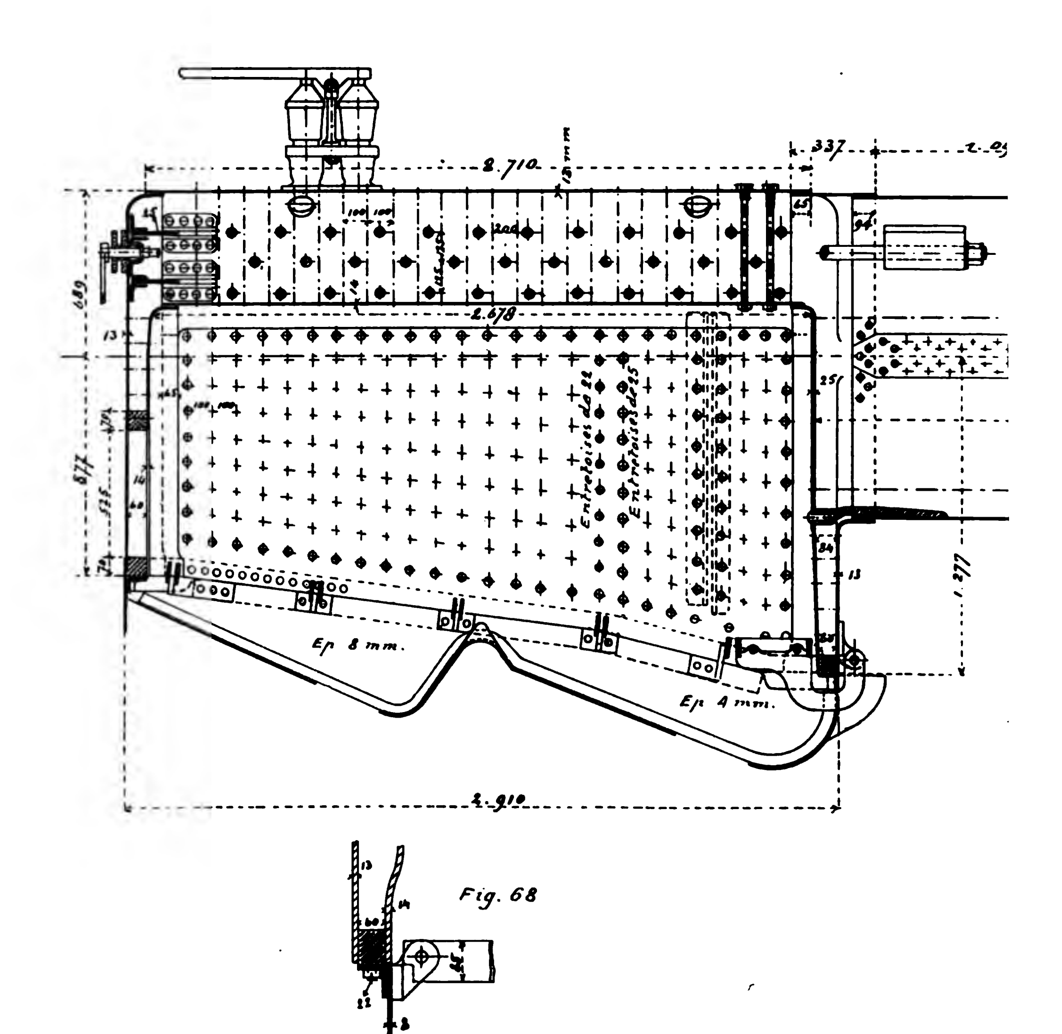
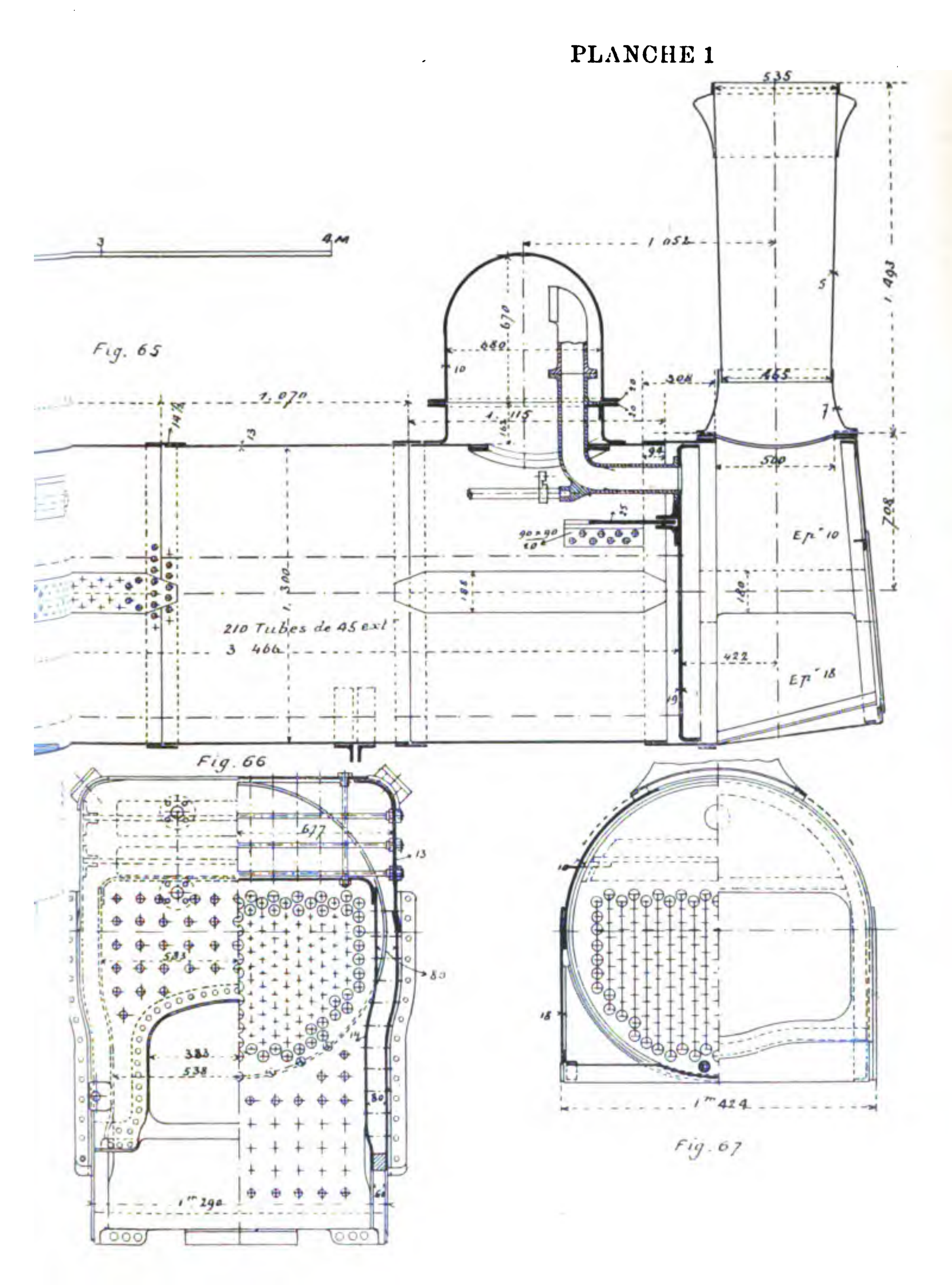


Fig. 64

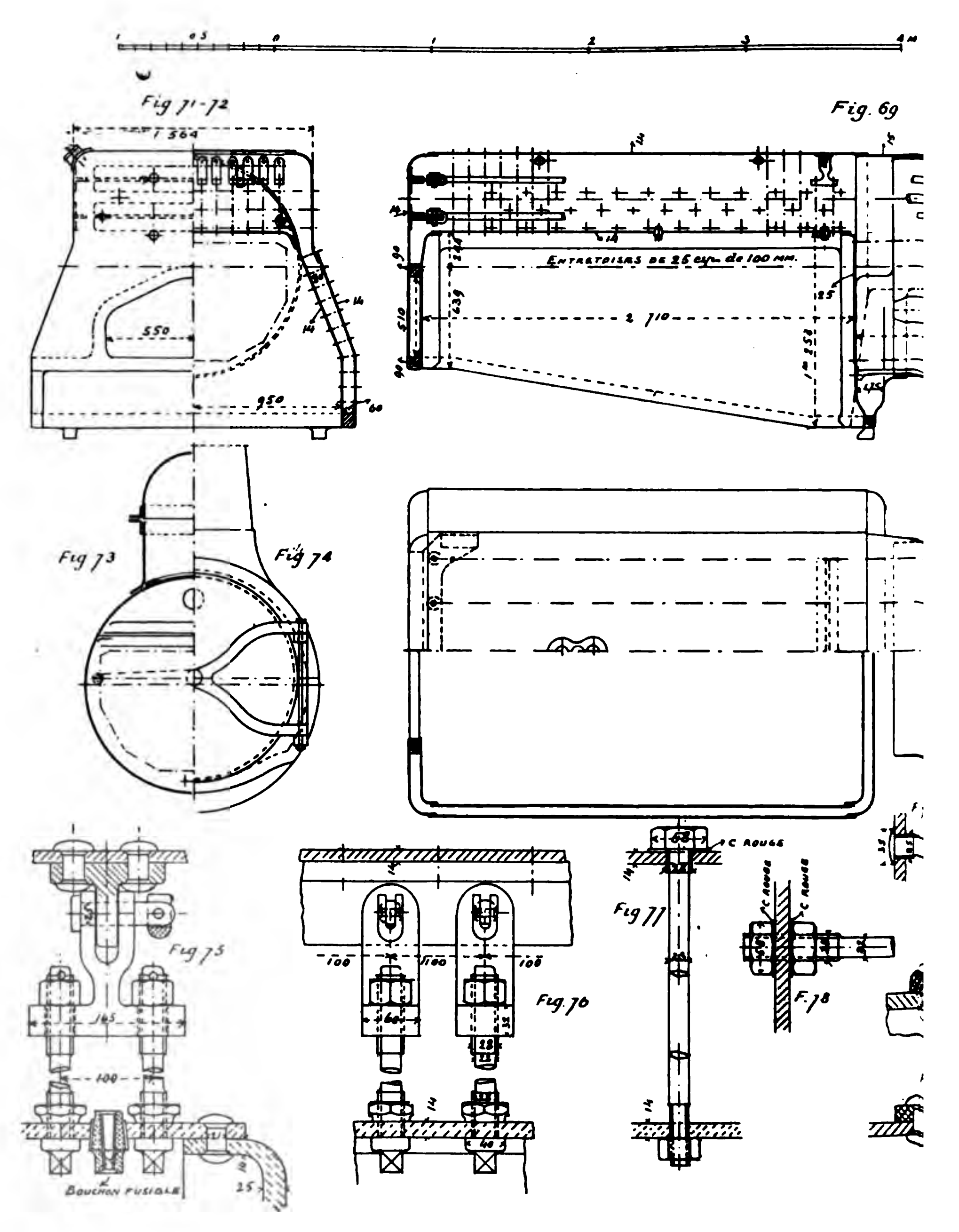


CHAUDIÈRE « BELPAIRE

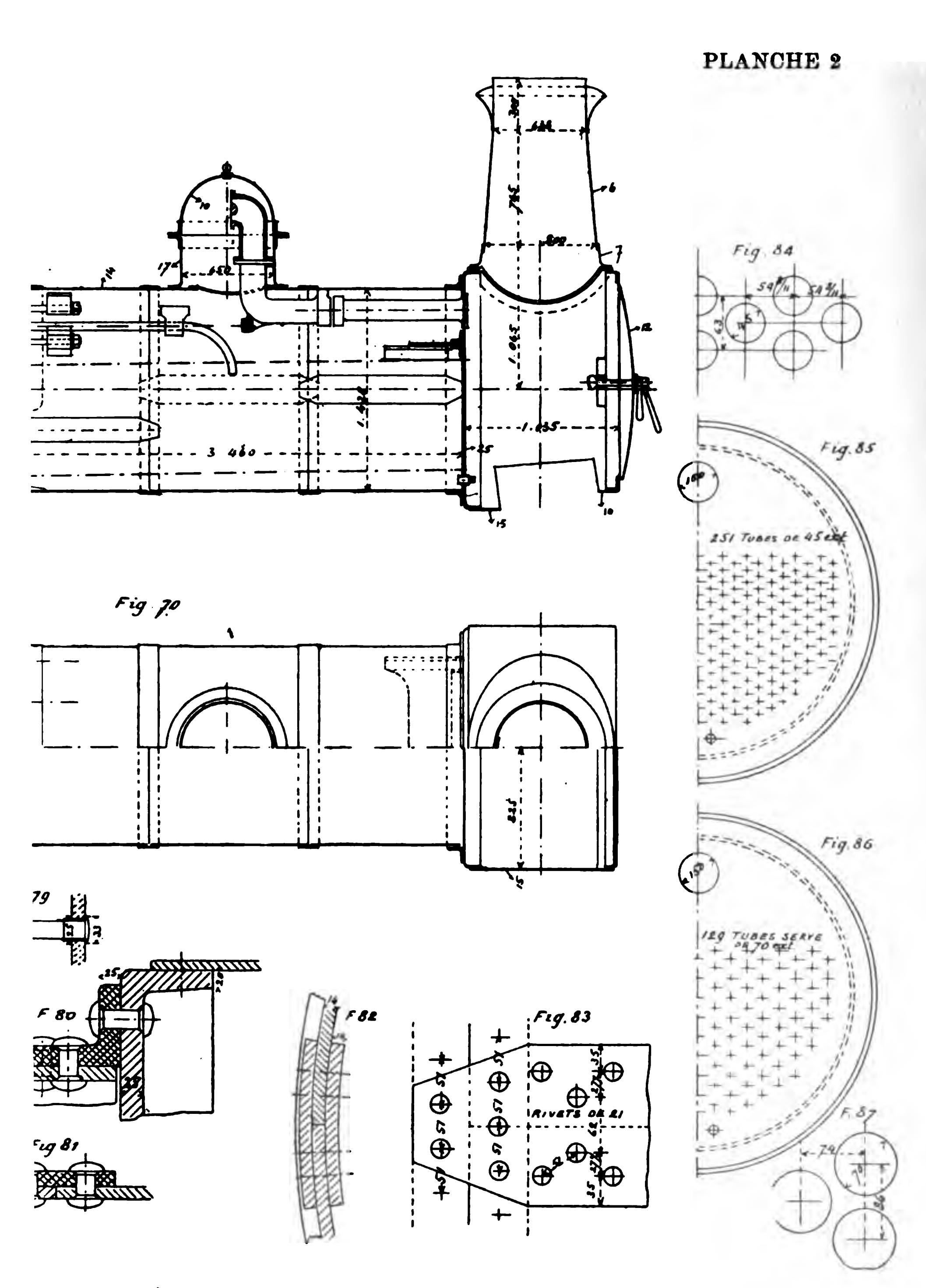
PLANCHE 1

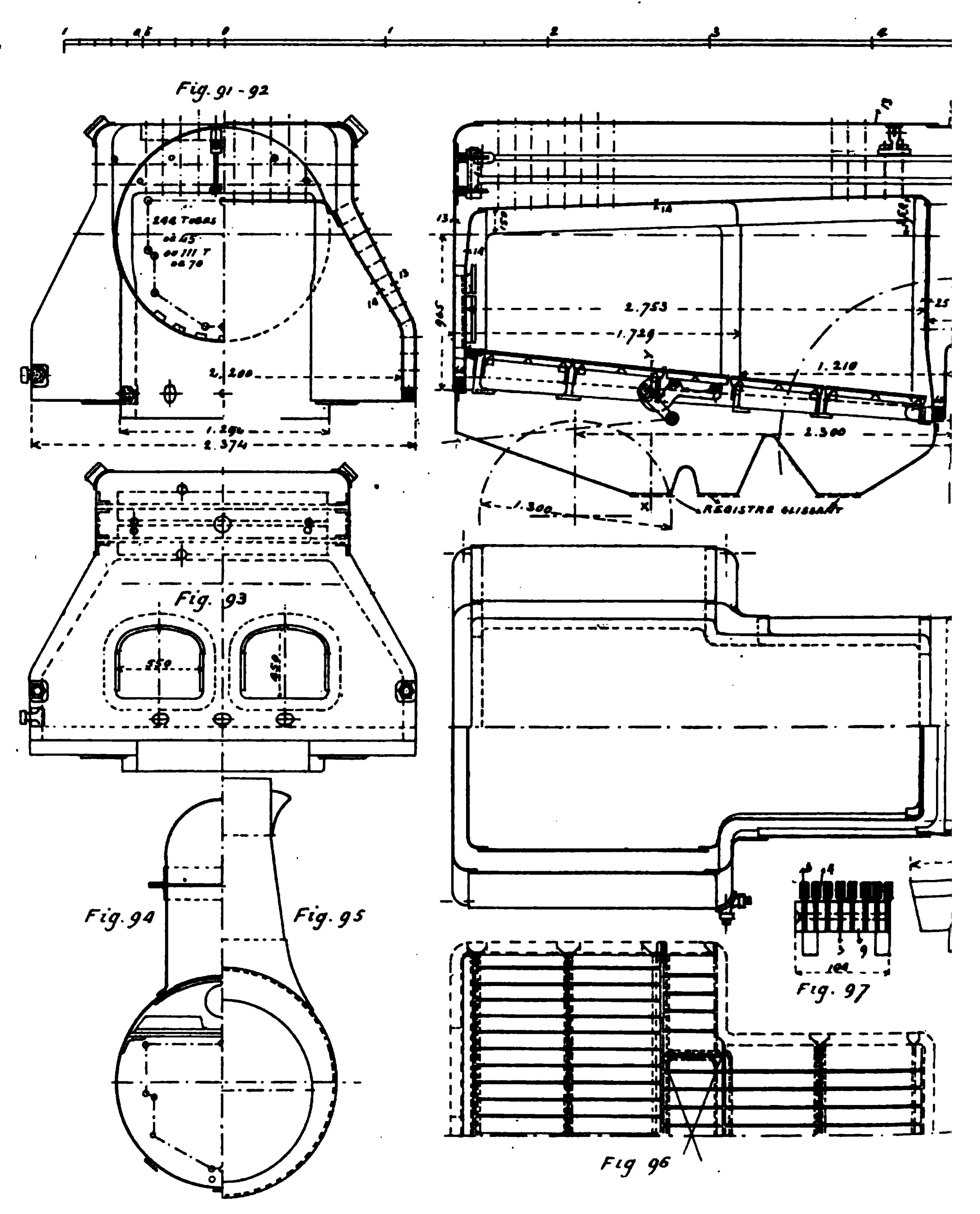


» DE L'ÉTAT BELGE

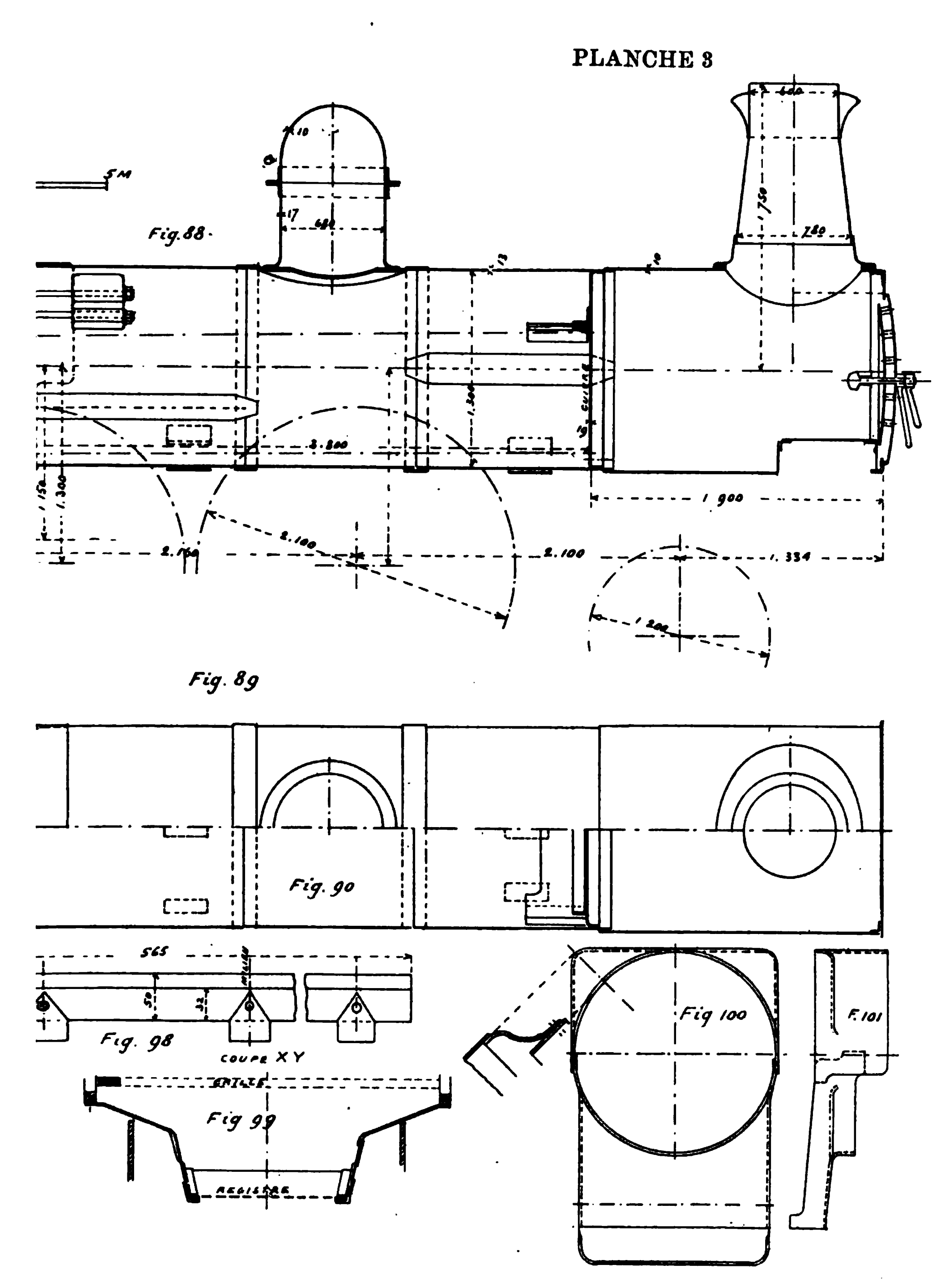


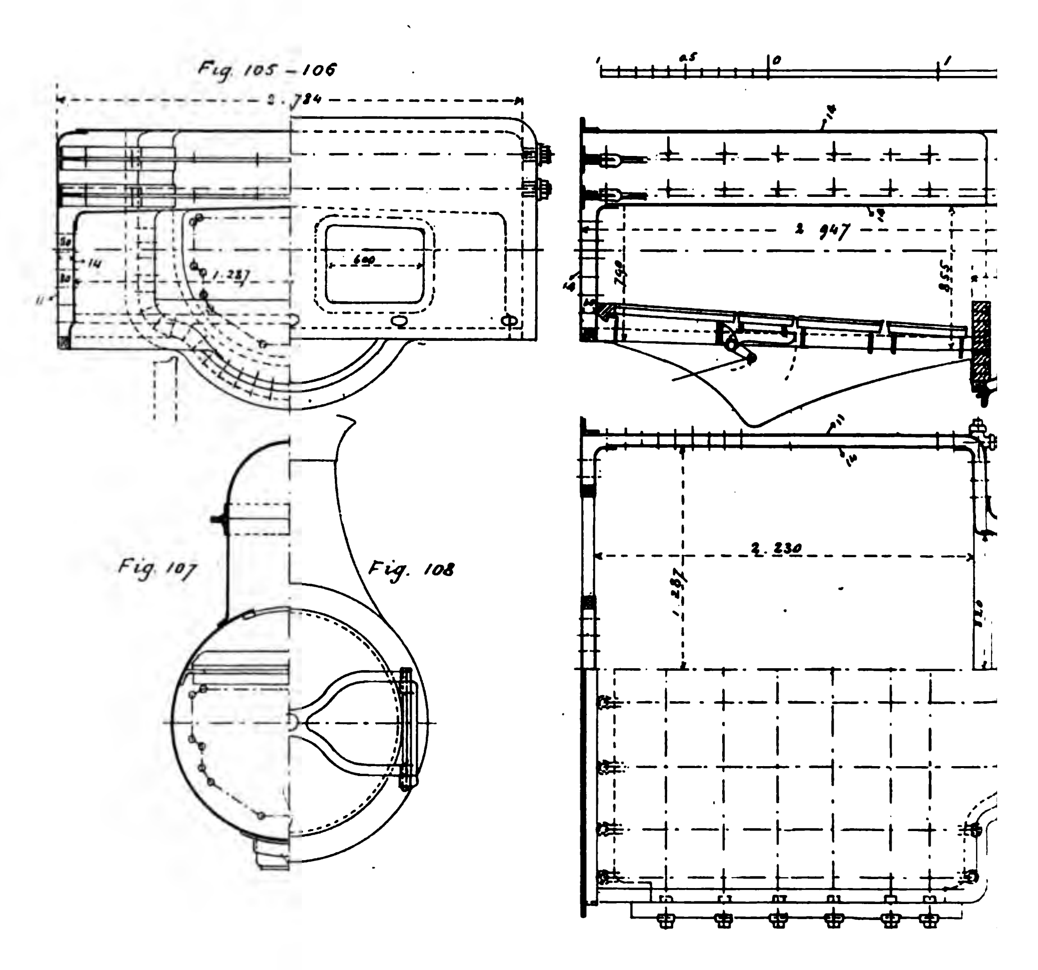
Type 25 A Marchan


Fig. 70
79
F 80
Fig 81
F 82
Fig. 83
RIVETS DE 21
Fig. 84
Fig. 85
251 Tubes de 45 ext
Fig. 86
129 Tubes serve de 70 ext
F. 87
3 460
1.635



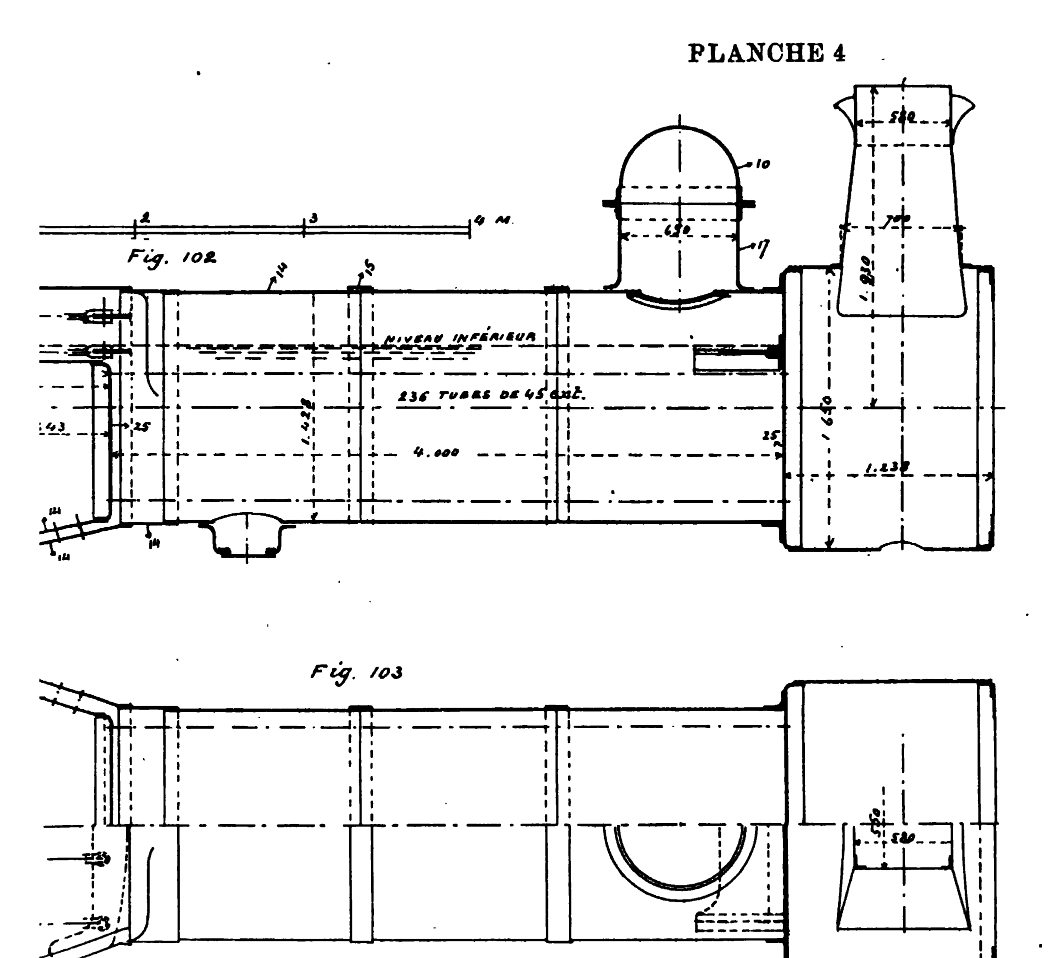
Type 12 d'Express


5M
Fig. 88
680
17
1 750
780
1.300
2.800
1.150
1.300
2.100
2.100
2.100
1 900
1.334
1 200
Fig. 89
Fig. 90
565
Fig. 98
COUPE XY
Fig 99
REGISTRE
Fig 100
F. 101



TYPE 6 D'EXPRESS FORTE

PLANCHE 4



RAMPES DE L'ÉTAT BELGE

matériaux conservent une grande valeur. On exige du cuivre une résistance de 22 kilogrammes par millimètre carré avec 40 à 50 pour cent de striction à la rupture (l'État belge demande 22 pour cent d'allongement).

Le cuivre supporte facilement, à cause de sa ductilité, les dilatations et les contractions dues aux différences de température avec la boîte à feu extérieure, tandis que les tôles d'acier même très doux et homogène se fissurent (voir n° 70).

La jonction entre le foyer et la boîte extérieure est faite au moyen d'un cadre en fer forgé, souvent d'une seule pièce, présentant quelquefois plus de hauteur aux angles; les deux tôles et le cadre sont tenus par une rangée de rivets dont les trous sont percés sur place.

L'épaisseur du cadre est en même temps celle de la lame d'eau à sa partie inférieure (environ 60 millimètres), mais celle-ci s'élargit au-dessus jusqu'à 80 millimètres ou plus.

Les tôles sont encore réunies par le cadre forgé entourant la porte du foyer, ce cadre est quelquefois d'une seule pièce avec le cadre du bas (pl. 1, fig. 65-66, pl. 2, fig. 69-71). Pour diminuer l'épaisseur du cadre et la flexion des rivets, la tôle du foyer peut être emboutie, figure 115.

La grille est établie à la base du foyer, souvent un peu plus haut que le cadre, pour laisser une chambre de dépôt aux incrustations sans danger de brûler la tôle.

66. — *Entretoisement.* — Pour consolider les parois planes parallèles, on emploie des entretoises en cuivre vissées dans les deux tôles après forage et taraudage des trous sur place, les têtes sont rabattues à froid et ont la forme de rivets légèrement bombés; quelquefois le filet est enlevé et l'entretoise est légèrement amincie entre les tôles (pl. 2, fig. 79), cette pratique excellente favorise la flexion des entretoises avec un danger moindre de rupture. Souvent les entretoises sont forées aux

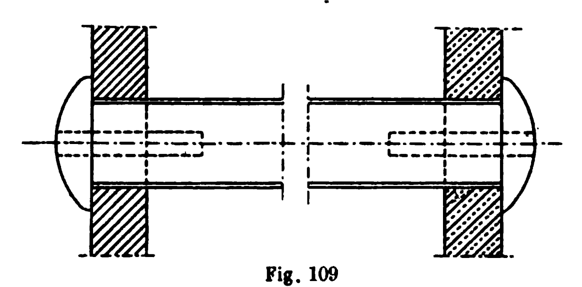


Fig. 109

deux bouts, figure 109, pour accuser par une fuite les ruptures qui ont

toujours lieu près des tôles; la rupture est plus fréquente près de la boîte à feu extérieure, on peut donc se contenter d'un seul trou extérieur. Les entretoises rompues augmentent la portée des tôles, il arrive qu'une rangée entière est affaiblie par des corrosions et des flexions répétées, le danger d'une rupture est alors plus grand. Cet état de choses justifie les précautions indiquées ci-dessus. Les rangées du haut sont celles qui souffrent le plus, parce que les dilatations de la boîte à feu s'y produisent totalisées depuis le cadre. On doit à J.-C. Park (*Engg.* 90-2-394) un système d'entretoises sans rivures; elles sont en acier filetées comme à l'ordinaire, les bouts sont renflés, figure 110, et après leur mise en place on les élargit au mandrin.

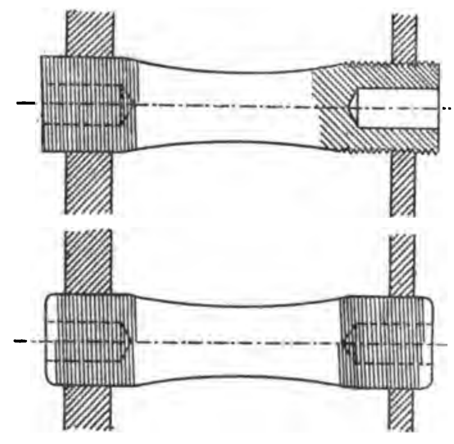


Fig. 110

Les entretoises sont disposées en carrés de 100 millimètres de côté environ (fig. 65 et 66, pl 1).

67. — *Consolidation du ciel.* — Le ciel est plat ou légèrement arqué, les génératrices étant toujours dans le sens longitudinal pour résister à la pression qui tend à le défoncer. On a eu recours longtemps à un sytème d'armatures ou longerons parallèles s'appuyant par les extrémités sur les tôles d'avant et d'arrière formant les parois verticales ; le ciel est suspendu à ces longerons au moyen le boulons filetés dans les tôles, et munis d'un contre-écrou intérieur. Ce système reporte tout l'effort (environ 100.000 kilog. par m² pour 10 atm.) sur le cadre de jonction entre les deux boîtes et sur les entretoises des lames verticales.

La consolidation du ciel est complétée avec avantage par la suspen-

sion des armatures au dôme de la boîte à feu extérieure (fig. 58 et 59); le dôme est consolidé par des nervures en fers profilés qui servent d'attache aux pattes de suspension.

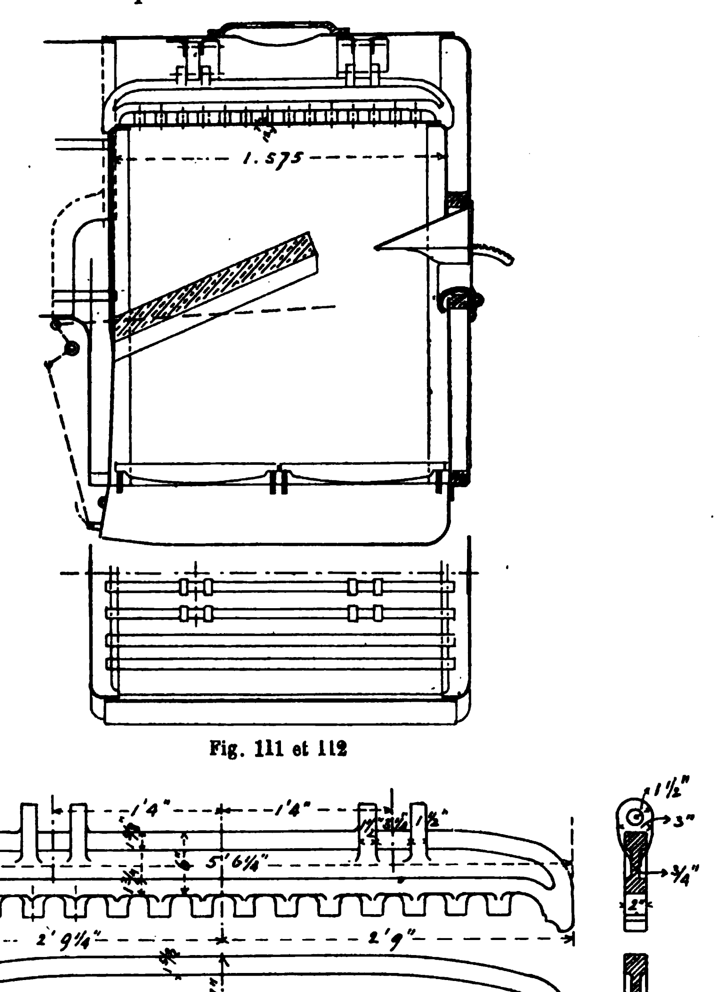


Fig. 111 et 112

Fig. 113

Les armatures peuvent être en acier coulé, disposition fréquente en Angleterre, où elle a été inaugurée par M. Thomas W. Worsdell au Great Eastern (*Engg.* 1884-1-293), figures 111, 112 et 113. La chaudière

à laquelle appartiennent ces détails est timbrée à 9 1/2 atmosphères; les quatre armatures du milieu sont suspendues au dôme.

Dans tous les cas, les armatures sont évidées de manière à n'avoir de contact avec le ciel à supporter qu'autour des boulons ou des vis d'assemblage, afin de faciliter l'accès de l'eau sur la paroi.

En France, on trouve assez souvent des armatures transversales, figure 114 (d'après M. Sauvage); celles-ci reposent par leurs extrémités sur des corbeaux rivés à la tôle extérieure. L'allongement des foyers a sans doute fait adopter cette disposition dans le but de diminuer la portée des armatures, ce qui en diminue le poids, malgré qu'elles soient plus nombreuses.

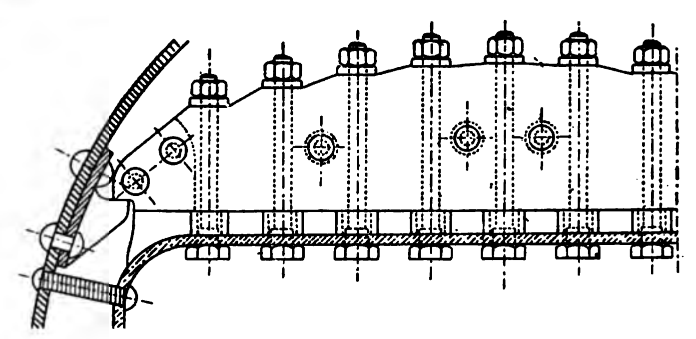


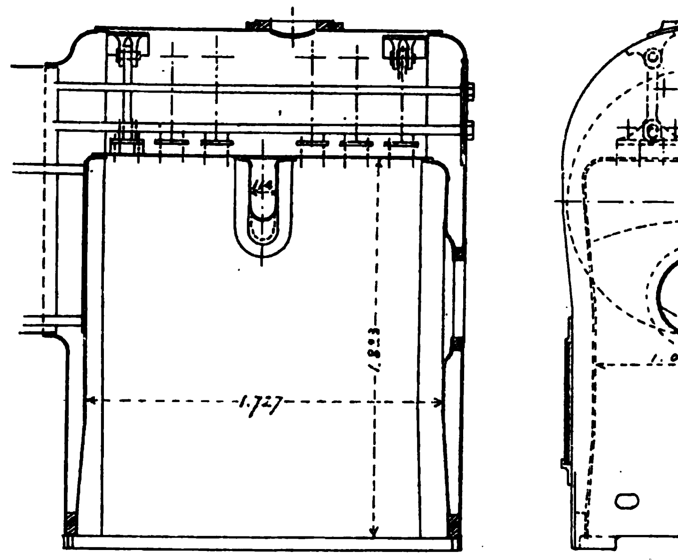
Fig. 114

Quant au support sur la tôle extérieure, des expériences ont permis de constater qu'il n'est effectif que lorsque la chaudière est depuis un certain temps sous pression ([1]), lors de l'allumage, la dilatation du foyer soulève le ciel avec ses armatures notablement au-dessus des corbeaux, mais l'échauffement des lames d'eau et de l'enveloppe extérieure relève ensuite ces points d'appui, en même temps que l'effet d'écrasement fait descendre un peu le ciel du foyer.

Ces effets de dilatation montrent qu'il y a grande importance, lorsqu'on réunit le ciel à l'enveloppe, à laisser aux attaches assez de jeu pour que le foyer puisse se dilater lors de l'allumage; c'est surtout près de la plaque tubulaire qu'il est nécessaire de favoriser le jeu (*Engg.* 1885-1-313; 1889-2-593, 105, 660). Certains foyers du Great-Western (fig. 115-115*bis*) présentent une particularité intéressante : le ciel est interrompu par un pli ou poche verticale descendant assez bas. Cette cloison

1. Ces expériences ont été faites à la Compagnie de l'Ouest par M. Rondelet, *R. G. des chemins de fer*, octobre 1893.

partielle transversale consolide le foyer d'une manière très efficace, en même temps qu'elle exerce sans doute un excellent effet sur la combustion. Les armatures sont remplacées par des pattes transversales ayant chacune huit points d'attache avec le ciel et suspendues à des pattes rivées par de forts tirants qui permettent la dilatation.



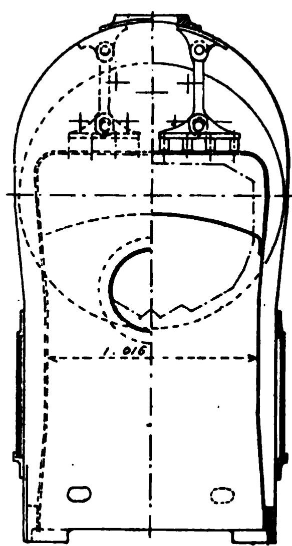


Fig. 115 et 115 *bis*

Dans les foyers Belpaire, les grandes dimensions rendraient les systèmes ordinaires de consolidation très lourds et peu pratiques, on donne à la boîte à feu extérieure des formes parallèles à celles du foyer, et on réunit les surfaces l'une à l'autre au moyen de longues entretoises filetées en fer (pl. 1, fig. 65 et 66; pl. 2, fig. 77 et 78); les entretoises verticales ont un contre-écrou dans le foyer, les entretoises horizontales maintiennent chacune des tôles entre deux écrous. Pour permettre la dilatation de la boîte à feu vers le haut dans la région voisine de la plaque tubulaire, on a disposé les deux premières rangées d'une autre manière dans les types récents (pl. 2, fig. 69, 72, 75, 76; pl. 3, fig. 88). Dans le type 6, l'entretoisement des parois latérales du coffre de vapeur s'exerce par l'intermédiaire de tirants agissant sur des armatures horizontales extérieures (pl. 4, fig. 104 et 106).

68. — *Consolidations longitudinales.* — Au-dessus de la région des tubes, la tôle de front ou façade et la tôle tubulaire de la boîte à

fumée demandent des consolidations ; divers systèmes sont usités : généralement les parois étant fort éloignées, chacune d'elles est consolidée isolément (fig. 7, 10, 11, 58 et 60; pl. 1, fig. 65, 66, 67; pl. 2 fig. 69, 70 et 71; pl. 3, fig. 88 et 93; pl. 4, fig. 102 et 105). La région inférieure de la plaque tubulaire du foyer demande aussi à être maintenue, car les dernières entretoises filetées qu'il est possible de placer sont assez loin des rangées inférieures des tubes: on rive sur l'enveloppe du corps cylindrique un certain nombre de pattes qui butent contre la plaque tubulaire, celle-ci est maintenue au moyen de vis filetées dans ces mains d'attache (pl. 1, fig. 65 et 66; pl. 2, fig. 69).

Dans la région occupée par le faisceau, les tubes constituent une consolidation généralement considérée comme suffisante, à cause de la résistance de leurs assemblages; cependant, on répartit quelquefois parmi les tubes quelques tirants solides qui prennent la place des tubes correspondants; cette pratique est suivie notamment dans quelques locomotives de Krauss, du South Western (*Engg.* 80-2-213) ; dans les machines type Jeanie Deans de M. Webb, il y a aussi quatre tirants solides dans le faisceau.

69. — *Enveloppe.* — Elle comprend la boîte à feu extérieure et le corps cylindrique, en tôle de fer, plus souvent aujourd'hui en acier doux. Le corps cylindrique est formé de plusieurs viroles s'assemblant à joints télescopiques ou au moyen de couvre-joints extérieurs circulaires; ceux-ci sont des anneaux sans soudure (voir les types de l'État belge pl. 1, 2, 3, 4, et plus spécialement pl. 2, fig. 81). Les coutures longitudinales sont à grande résistance relative, de préférence à couvre-joints doubles avec double rivetage (pl. 1, fig. 65 ; pl. 2, fig. 82 et 83); ces coutures chevauchent d'une virole à la suivante.

M. Webb a construit des chaudières dont le corps cylindrique était fait d'une seule tôle, de dimensions par conséquent exceptionnelles.

70. — ***Emploi de l'acier.*** — Aux États-Unis l'acier doux s'est depuis longtemps substitué au cuivre pour la construction des boîtes à feu; les inconvénients éprouvés au début consistaient surtout en fissures qui se produisaient au-dessus de la région du feu [1], elles étaient amenées par les différences de dilatation résultant de la distribution inégale des

1. Causes de rupture des tôles d'acier des boîtes à feu aux États-Unis, *Engg.* 1877, 2e sem., p. 57. — *Emploi de l'acier pour les foyers, R. G. des chemins de fer* (E. Chabal) mars 1893.

températures; le manque d'homogénéité de l'acier fabriqué à cette époque a donné lieu aux mêmes inconvénients dans les chaudières marines. Ces inconvénients ont beaucoup diminué, mais la durée des foyers en acier reste néanmoins inférieure à celle des boîtes à feu en cuivre; les réparations sont aussi plus fréquentes. L'acier a l'avantage d'un moindre poids à cause de la diminution d'épaisseur.

La composition de l'acier des boîtes à feu du *Pennsylvania* est, d'après M. Sauvage (1) :

Phosphore	0.03	minimum pour cent.
Carbone	0.18	pour cent.
Manganèse	0.40	maximum.
Silicium	0.02	maximum.
Soufre	0.02	maximum.
Cuivre	0.02	maximum.

L'allongement exigé est de 22 pour cent.

En Europe, l'acier est peu employé pour les foyers, mais son usage est au contraire fort répandu pour l'enveloppe (2), il s'agit toujours d'un métal très doux, comme pour les chaudières marines et les chaudières fixes ; sa résistance est de 42 à 45 kilogrammes par millimètre carré et son allongement d'au moins 20 pour cent.

M. Webb a essayé des boîtes à feu en acier à parois ondulées verticalement sur les quatre faces (*Engg.* 89-2-234), ces ondulations ayant pour but de procurer une réserve d'élasticité pour les dilatations ; cet éminent ingénieur a d'ailleurs imaginé un grand nombre de dispositions nouvelles de boîtes à feu (*Engg.* 1879-2-257, 266; 1889-1-562), parmi lesquelles l'une des plus répandues est celle réprésentée par les figures 116 et 116 *bis*, appartenant aux chaudières des compound de la classe « Dreadnought » ; toutefois cette boîte à feu est en cuivre, on y remarque sur les faces latérales l'ondulation verticale qui règne sur une grande partie de la hauteur, la lame d'eau prolongée sous la grille avec une seule ouverture centrale pour les cendres et une entrée d'air sur l'avant.

Comme conséquence, le cadre est supprimé ; l'ouverture de la porte

1. Rapport au Congrès des chemins de fer en 1895.

2. Historique de l'emploi de l'acier dans la construction de l'enveloppe des chaudières de locomotives sur le continent, par *E. Belleroche* (*R. U. M.* mars 1892). Les dernières compound express du P.-L.-M. ont des boîtes à feu en acier; ce métal a permis de gagner environ une tonne de poids par rapport au cuivre.

et celle à travers la lame du fond sont obtenues par la jonction directe des tôles embouties au préalable vers l'extérieur, les rivures sont acces-

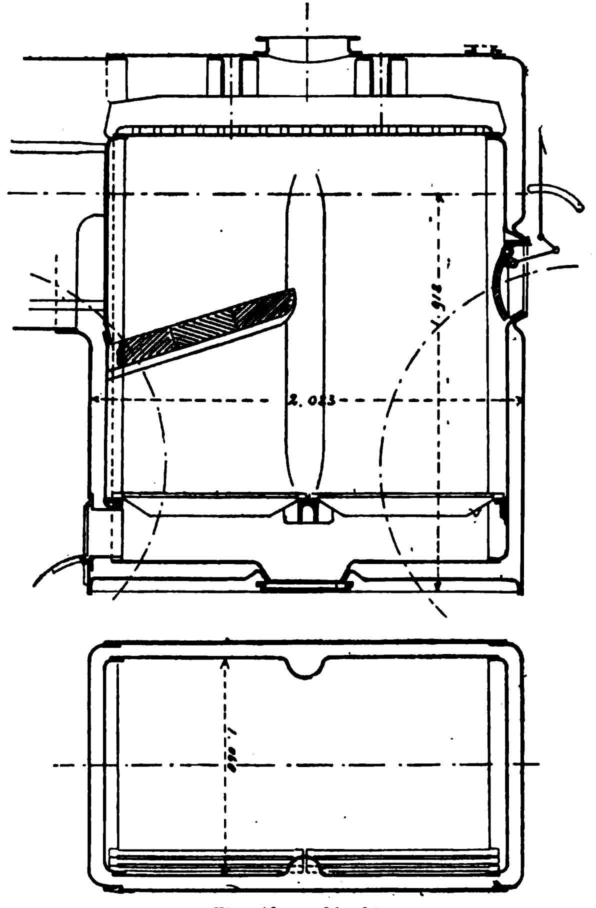


Fig. 116 et 116 *bis*

sibles et hors d'atteinte du feu; le foyer ne peut être monté ou démonté que par le fond, la tôle inférieure est donc emboutie vers l'extérieur pour rendre la rivure accessible (1).

1. M. Ch. Brown a créé à la Société Suisse des machines de tramways bien connues dont les chaudières présentent entre autres particularités celle d'avoir les coutures de la boîte à feu embouties vers l'extérieur pour préserver les rivures de l'action du feu.

Les pinces repliées vers l'extérieur ont aussi été employées à un type de machines très puissantes du Saint-Gothard, mais pour la jonction de la tôle de façade avec le pourtour de l'enveloppe; il s'agit de machines à foyer très

71. — ***Dispositions relatives à la combustion. — Grille.*** **— Les grilles sont en fer ou en fonte; dans les foyers anglais, qui présentent entre eux beaucoup d'analogie, les barreaux sont souvent de deux longueurs,**

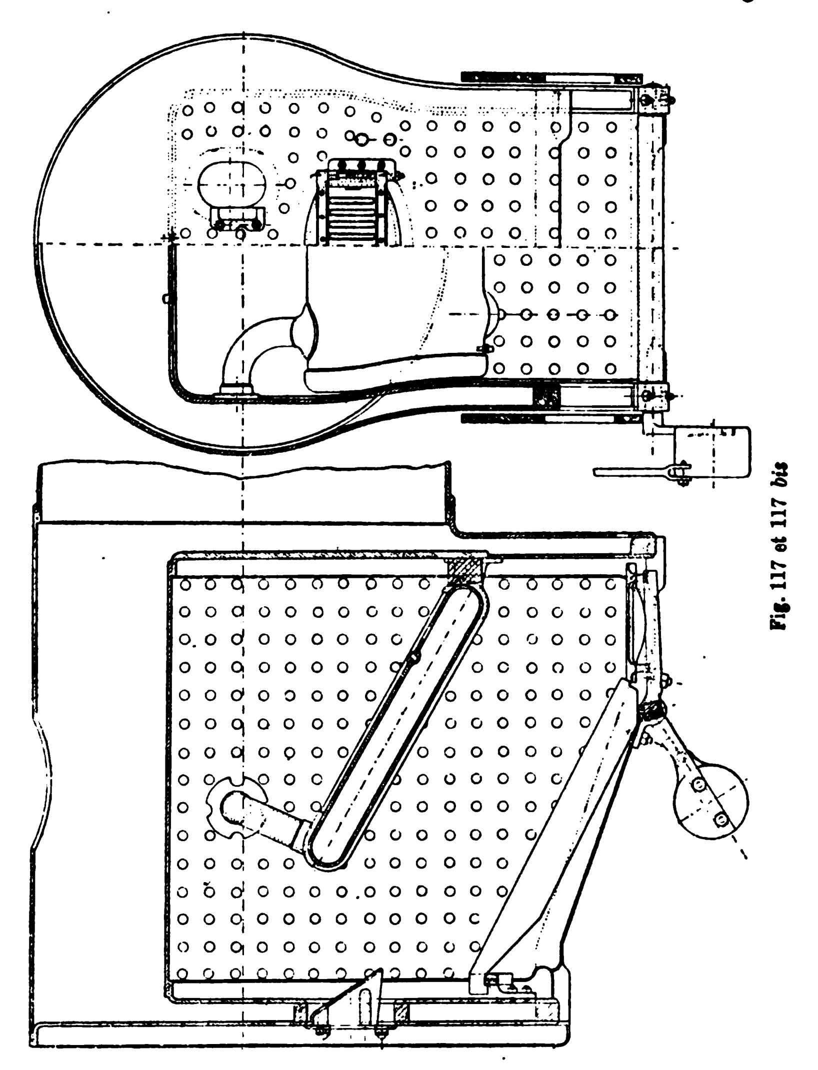


Fig. 117 et 117 *bis*

large dépassant les dimensions du cadre et dans lesquelles le montage ou le démontage de la boîte à feu ne peuvent se faire que par l'arrière.

Les diamètres les plus forts de corps cylindriques sont, à notre connaissance, celui de 6 pieds (1^{m},829) d'un type de machines à marchandises du Northern Pacific, et celui de 1^{m},890 d'une machine avec foyer à anthracite Wootten des ateliers Baldwin.

figures 11, 12, 111, 115. Pour la combustion des menus, les grilles sont à barreaux minces et serrés (grille Belpaire, 4e fasc. n° 30), réunis par paquets; les barreaux en fer laminé ont une épaisseur de 8 millimètres à la table, et sont séparés par des jours de 4 millimètres; pour éviter trop de voilement, on limite leur longueur (pl. 1, fig. 65; pl. 3, fig. 96, 97, 98; pl. 4, fig. 102); on fait aussi usage de grilles évidées en fonte, les paquets sont coulés d'une pièce. Dans les foyers Wootten à anthracite, la grille est formée de tubes d'eau écartés de 25 millimètres environ (fig. 63 et 64).

La grille comprend souvent une partie amovible, manœuvrable de la plateforme du machiniste, ou *jette-feu*, disposition à peu près indispensable pour les menus toujours plus ou moins terreux et qui donnent des gâteaux de mâchefer (fig. 58 et pl. 1, où le jette-feu est à l'avant, pl. 3 et 4, où il est au milieu). Pour le bois, la grille est difficile à garnir sur le pourtour, on réduit sa surface par des taques en fonte (*Engg.* 1886-1-526).

Parmi les dispositions propres à améliorer la combustion et qui sont restées en usage, on peut citer le foyer Ten-Brink employé à l'Orléans (4e fasc. n° 30), figures 117 et 117 *bis*; un foyer à cloison horizontale rappelant un peu celui-ci est employé par le New-York Central pour brûler les charbons bitumineux avec une introduction d'air au-dessus de la grille (*Engg*. 1886-1-526).

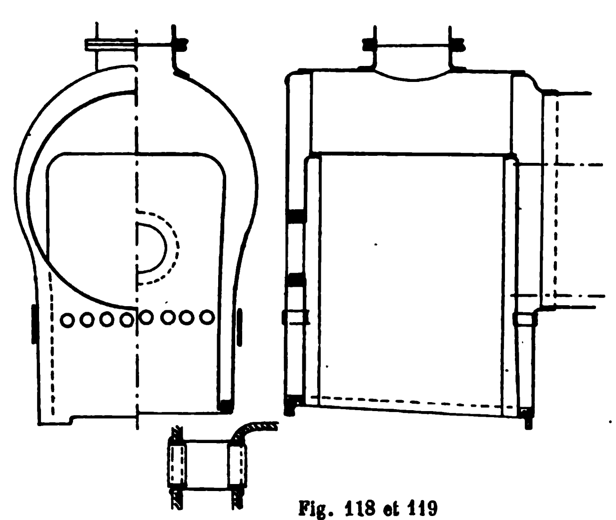


Fig. 118 et 119

L'introduction d'air au-dessus de la grille a été préconisée il y a fort

longtemps par Clark, elle est restée en usage sur quelques lignes, et notamment au Great North of Scotland (fig. 118 et 119); une rangée d'entretoises tubulaires horizontales traverse les lames d'eau d'avant et d'arrière au-dessus du feu. Primitivement, on employait des jets de vapeur pour injecter l'air, mais le tirage suffit; il y a huit tubulures à l'avant et autant à l'arrière, leur diamètre intérieur est de 75 millimètres, elles sont serties comme les tubes de fumée. On parvient ainsi, avec un tirage modéré, à brûler le combustible en couche plus épaisse, puisqu'une partie seulement de l'air doit le traverser, et que l'air destiné à brûler la partie volatile pénètre par les manchons.

Cette disposition, combinée avec la voûte en briques, produit une excellente combustion de la partie gazeuse en évitant les complications de construction et d'entretien.

L'effet de la voûte en briques a été indiqué ailleurs (4e fasc. nos 30 et 38); c'est surtout aux locomotives qu'elle a été appliquée et son emploi se développe considérablement, elle est presque toujours combinée avec une introduction d'air à travers la porte; la veine d'air est rabattue par un déflecteur garnissant le contour supérieur du cadre de la porte, de cette manière l'air rencontre le tourbillon gazeux que la voûte rejette en arrière. Ces dispositions se remarquent dans la figure 7, où le déflecteur est très long, dans la figure 111 (Great-Eastern), où la voûte ramène le courant très près de la porte, dans la figure 115 (Webb), où la porte en fonte bascule vers l'intérieur en formant elle-même déflecteur; les

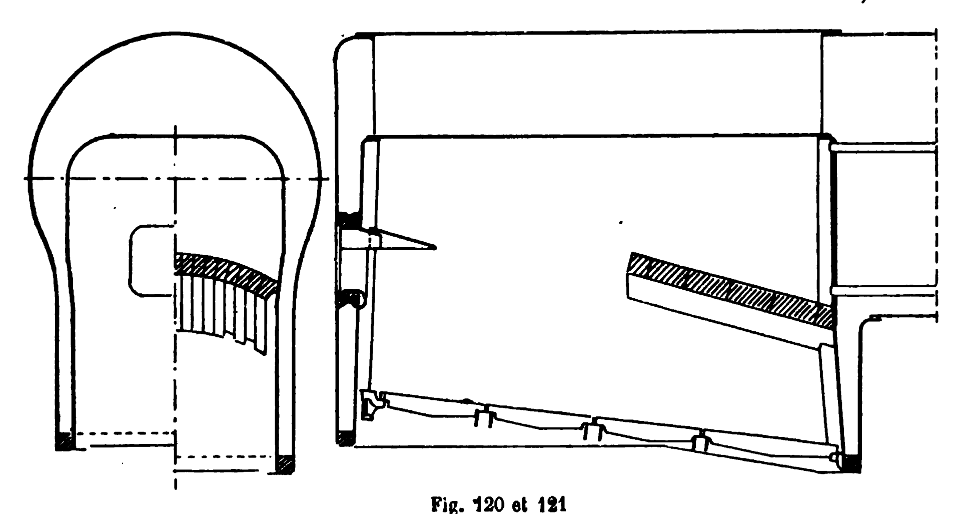


Fig. 120 et 121

figures 120 et 121 montrent (d'après M. Sauvage) l'application de la voûte à une grille longue de la Compagnie de l'Est[1].

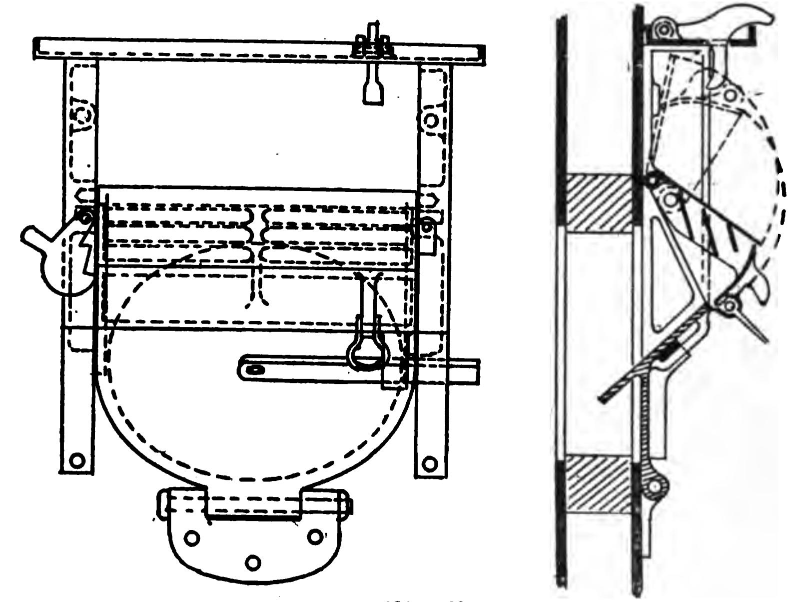


Fig. 122 et 123

Le Nord français a fait des essais comparatifs du Ten-Brink et du foyer à voûte dans ses machines compound, et n'a pas trouvé de différence appréciable entre les deux systèmes, qui d'ailleurs ont beaucoup d'analogie dans l'effet qu'ils exercent sur la combustion.

On pratique aussi l'injection d'air par la porte dans les foyers sans voûtes, ainsi les figures 122 et 123 donnent le détail d'une porte employée par le Midland; la porte proprement dite bascule autour de la charnière horizontale du bas, une boite cloisonnée en fonte tourne autour d'une charnière parallèle établie au-dessus et ferme l'ouverture en tabatière ménagée au-dessus de la porte; pour le chargement, cette boîte est maintenue relevée par un crochet. L'accès d'air dans la boîte cloisonnée est réglé à son tour par un clapet en tôle à charnière hori-

1. Note sur l'emploi de la voûte en briques dans les foyers de locomotives. *R. G. des chemins de fer*, 1879, 2e semestre, page 297.
Des expériences très complètes faites au P.-L.-M. par M. Henry ont établi que la voûte et le Ten-Brink donnent le même résultat, et que ces dispositions améliorent le rendement de la combustion de 3 à 4 pour cent relativement au foyer ordinaire même pour un combustible maigre.

zontale et le clapet peut être arrêté par les crans d'un petit levier articulé visible à gauche de la figure 122.

Avec les grandes grilles à houilles maigres, l'introduction d'air à travers la porte n'est pas nécessaire, mais pour faciliter le garnissage régulier de la grille, les portes sont agrandies; la figure 124 représente

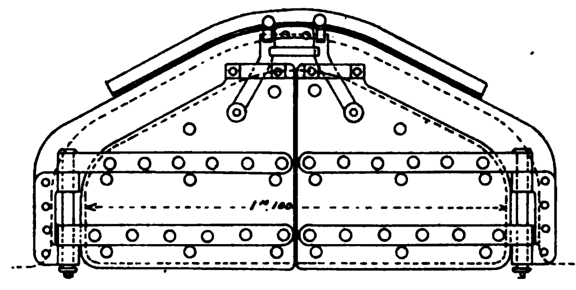


Fig. 124

la porte à deux battants du type 25 de l'État belge, dont l'ouverture est exceptionnellement grande. Dans les foyers Belpaire, le seuil de la porte est à la hauteur de la grille, comme dans les chaudières fixes; les types 6 et 12 de l'État belge ont deux portes (pl. 3 et 4). On garnit souvent le seuil des portes ordinaires d'un bourrelet en fonte qui la protège des frottements des ringards.

72. — *Cendriers.* — Ils sont munis d'une porte (le plus souvent à l'avant), manœuvrée de la plateforme (fig. 11), ils peuvent avoir deux portes (fig. 7 et 58), on rencontre aussi des cendriers dont les portes sont latérales. Le cendrier doit être facilement démontable ou être muni d'une entrée à fermeture amovible.

La forme du cendrier peut être compliquée par la disposition des essieux (fig. 63); dans la figure 65, deux ouvertures sans portes sont ménagées pour l'entrée de l'air; dans les figures 88 et 99 (pl. 3), un registre à trois ouvertures règle cette entrée.

73. — *Faisceau tubulaire.* — Sur le continent et en Angleterre, il est encore le plus souvent en laiton (à l'Etat belge, la composition est de 70 parties de cuivre et 30 de zinc), les tubes toujours beaucoup plus petits que pour tirage naturel ont des diamètres variables; à l'Etat belge, ils ont généralement 45 millimètres de diamètre extérieur et 2 1/2 millimètres d'épaisseur ; on trouve les tubes les plus petits au London-Brighton (1 3/8 pouce ou 38 mm. de diamètre extérieur).

La longueur du faisceau a été exagérée à une certaine époque ; comme exemple de tubes très longs, on peut citer les machines à marchandises du P.-L.-M., où les tubes de $5^m,36$ de portée entre plaques sont soutenus au milieu par une tôle évidée (fig. 58 et 60) ; à l'Etat belge, le faisceau le plus long est celui du type 6, où la distance entre les tôles est de 4 mètres.

La résistance du faisceau tubulaire au tirage est proportionnelle, à vitesse égale des gaz, au rapport de la longueur des tubes à leur diamètre. Lorsque l'on compare diverses chaudières à ce point de vue, et en admettant pour les tubes une longueur et un diamètre constants, la section transversale doit être proportionnelle à la combustion totale par heure ; la surface tubulaire étant proportionnelle au nombre des tubes est proportionnelle à cette section. En résumé, pour rester approximativement dans les mêmes conditions quant au tirage, il faut obtenir l'augmentation de puissance par une variation proportionnelle de la surface de la grille, de la surface de chauffe directe, et du nombre des tubes ; toutefois, la surface du foyer n'augmente pas aussi rapidement que la surface de grille [1].

Les tubes en fer sont depuis longtemps en usage aux Etats-Unis ; le Grand Central belge les a employés depuis 1875. Les tubes en acier doux soudés à chaud par recouvrement et étirés sont de plus en plus employés, ils procurent une économie relativement au laiton ; au début, des bouts de cuivre y étaient soudés du côté de la boîte à feu pour constituer l'assemblage, mais cette précaution n'est pas nécessaire. Les tubes sont mandrinés à l'appareil Dudgeon, comme ceux en laiton ; on supprime les bagues, et on peut même s'abstenir de rabattre le bord en bourrelet, cependant la pratique varie à cet égard (voir fig. 125 et 126 les assemblages de l'Etat belge pour les tubes en laiton et les tubes en fer). Les tubes en acier peuvent n'avoir que le diamètre des tubes en

1. Des expériences assez nombreuses ont été faites sur la longueur des tubes quant au rendement, elles ont vérifié avec une assez grande approximation la loi donnée au 4e fascicule n° 50. Les expériences de M. Henry à la Compagnie P.-L.-M. sont les plus récentes ; au moyen d'un faisceau tubulaire tronçonné en plusieurs tambours, la longueur des tubes a pu varier de mètre en mètre entre 3 et 7 m ; pour chacun de ces faisceaux, on a étudié la combustion et la vaporisation sous des tirages différents (25, 45 et 75 mm)., correspondant à des combustions de plus en plus intenses ; en passant des tubes de 3 m. aux tubes de 7 m., le rendement économique s'est élevé de 0,667 à à 0,830 pour la combustion la plus faible (tirage de 25 mm.); il s'est élevé de 0,579 à 0,752 pour la combustion la plus forte (tirage de 75 mm.). Voir le détail de ces belles expériences dans la *Revue générale des Chemins de fer*, avril 1893.

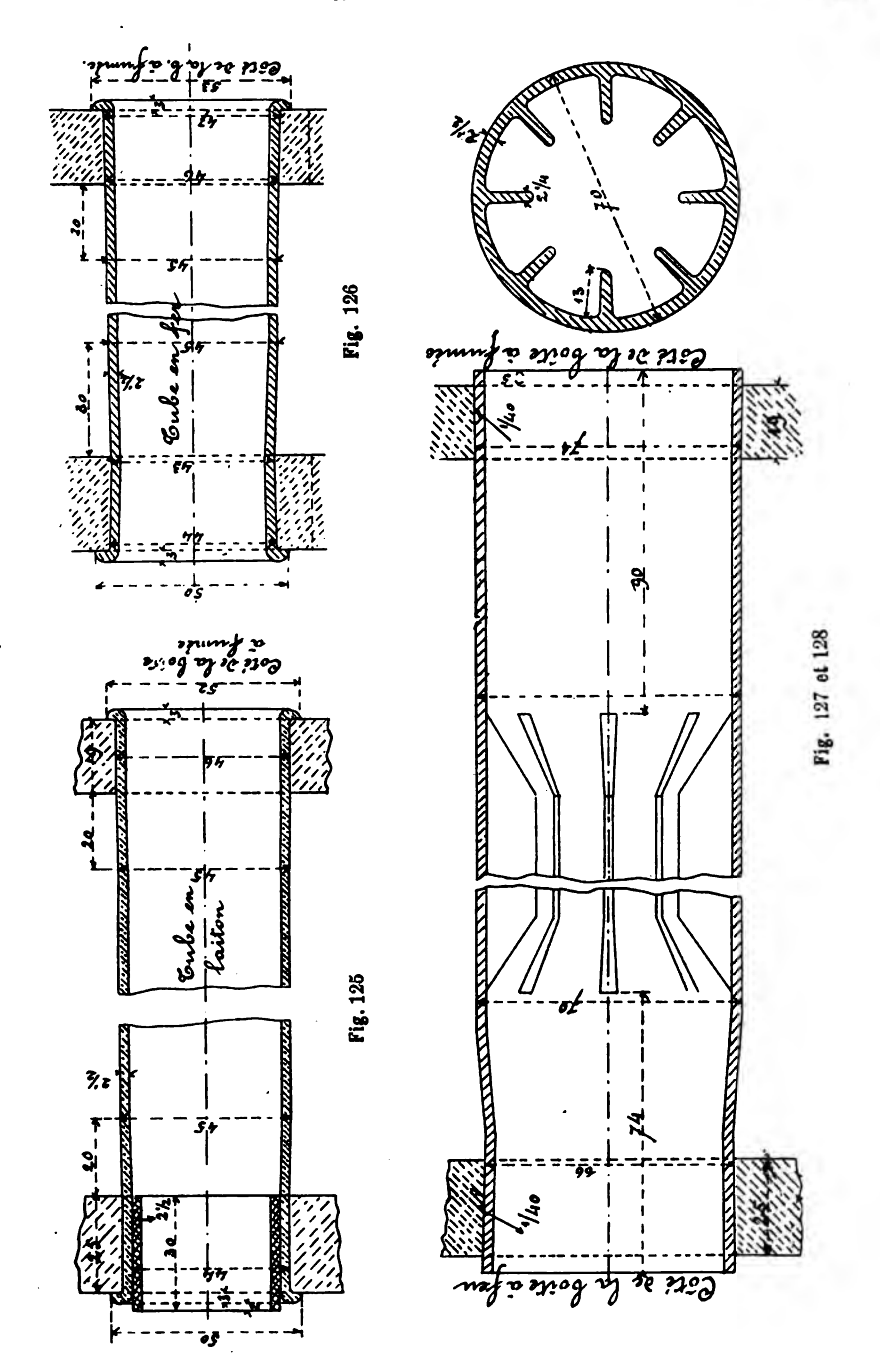


Fig. 126

Fig. 125

Fig. 127 et 128

laiton, au L. et S. Western, ils n'ont que 1 3/4 pouce (44 1/2 mm)., ils sont rétreints à 1 5/8 du côté de la boîte à feu et élargis à 1 7/8 à la boite à fumée (1).

Le tube Serve à nervures ou à ailerons est d'introduction récente (4e fascicule n° 81), on lui donne 60 à 70 millimètres, sinon les obstructions sont à craindre; on supprime les ailettes près des bouts pour le sertissage. Les figures 127 et 128 donnent les dispositions d'assemblage de ce nouveau tube, les figures 84 à 87 (pl. 2), représentent les dispositions comparatives du faisceau ordinaire et du faisceau de tubes à ailettes dans la même chaudière :

	Tube ordinaire	Tube Serve
Section de passage des gaz du faisceau. . . .	$0^{m^2},30$	$0^{m^2},40$
Surface extérieure du faisceau.	123 ,00	98 ,00
Surface intérieure du faisceau.	110 ,00	192 ,00
Résistance au frottement	1 ,00	0 ,75

On voit que par la substitution du gros tube à ailettes au tube de petit diamètre, on peut augmenter la section de passage des gaz du tiers environ, il en résulterait une diminution correspondante de la vitesse des gaz, mais le rapport du périmètre à la section étant augmenté, le gain de résistance est un peu diminué de ce chef; pour le cas présent, on trouve que les résistances au frottement calculées sont diminuées du quart relativement aux tubes lisses. Ainsi, on améliore plutôt les conditions du tirage tout en augmentant dans un rapport considérable (73 pour cent) la surface intérieure du faisceau.

Il est vrai que les conditions d'écoulement de la chaleur sont différentes dans le tube Serve, et que pour comparer son effet à celui du tube lisse, il faudrait affecter sa surface d'un certain coefficient inférieur à l'unité ; il reste encore néanmoins une différence sensible en sa faveur.

La disposition des tubes dans le faisceau (4e fascicule n° 79) est presque toujours celle indiquée dans les figures 66 et 67 (pl. 1, 84 à 87) (pl. 2),

1. Pour les conditions de réception et les épreuves à faire subir aux tubes d'acier et d'autres données relatives à la pose et au mandrinage, voir le rapport de M. Sauvage au Congrès international des Chemins de fer en 1895.

c'est-à-dire que les centres forment des triangles équilatéraux ayant un côté vertical ; les pleins laissés entre les trous des plaques tubulaires souffrent beaucoup par suite des mandrinages successifs, et surtout du côté du foyer, où la température due à la formation de matelas de vapeur produit souvent des cassures ; il faut laisser 18 à 20 mm. de plein entre les tubes suivant la ligne des centres.

Le faisceau est souvent droit et horizontal, ou légèrement relevé à l'avant où les extrémités peuvent s'élever à la hauteur du ciel du foyer.

74. — *Boîte à fumée, cheminée, tuyère d'échappement.* — L'influence du volume de la boîte à fumée sur le tirage a été signalée au numéro 60. Les forts tirages produisent des entraînements d'escarbilles plus ou moins abondants ; les projections sont surtout à craindre avec les menus, elles sont assez importantes dans certaines exploitations pour qu'on les utilise en les agglomérant (la Compagnie de l'Est en fait des briquettes). A la faveur des rentrées d'air, les dépôts de la boîte à fumée peuvent se rallumer, on emploie quelquefois une petite prise d'eau venant de la chaudière ou un branchement greffé sur le refoulement de l'injecteur pour les éteindre (Chemin de fer de l'Empereur Ferdinand en Autriche, Chemin de fer de Silésie). La voûte en briques des foyers diminue les projections.

Les portes des boîtes à fumée doivent être à joint étanche, les figures 69, pl. 2 et 88, pl. 3 donnent une disposition aujourd'hui très répandue imitée des machines anglaises ; la porte est circulaire à bord rabattu et constitue comme une grande soupape serrée à son centre au moyen d'un petit volant ou d'une manette à vis ; la première poignée qu'on voit près de la porte sert à tourner à angle droit le verrou central qui porte la tige filetée, ce verrou est retenu à l'intérieur de la boite par une traverse fixe formée de deux barres entretoisées.

Les pare-étincelles sont d'un emploi assez fréquent, ils affectent différentes formes ; autrefois ils étaient souvent obtenus par une déviation brusque du courant gazeux à la sortie, les particules solides séparées par l'inertie retombaient dans une hotte concentrique à la cheminée (*Engg.*, 1886-1-546); aujourd'hui, on arrête les projections dans la boite à fumée même (fig. 56 *ante*, fig. 129, grille à flammèches du Nord, d'après M. Sauvage). Les pare-étincelles nuisent plus ou moins au tirage.

Les proportions relatives de la tuyère par rapport à la cheminée ont été discutées précédemment : la variation de la section (n°s 57 et 63) est

obtenue de diverses manières. La tuyère à deux clapets à ouverture réglable (fig. 58 et 129) est la disposition la plus ancienne, on continue à l'employer. On a trouvé de légers avantages en faveur des tuyères à jet annulaire (tuyère de Brown, *Engg.*, 1880-1-222) ; M. Mallet avait déjà

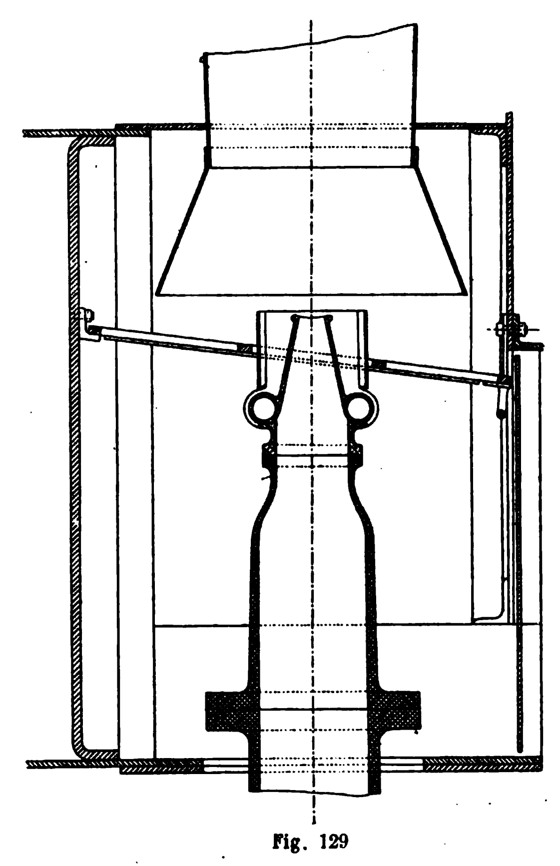


Fig. 129

fait usage dans ses premières compound d'une tuyère à jet annulaire ingénieusement disposée, la soupape réglant l'épaisseur de la veine est un manchon intérieur à travers lequel les gaz trouvent passage ; le jet de vapeur est donc étalé entre les deux veines gazeuses à entraîner (*Engg.*, 1879-1-517) ; la tuyère de M. Boty, souvent employée par l'Etat belge, est du même genre (*Engg.*, 1889-2-7) ; la tuyère annulaire de William Adams (*Engg.*, 87-2-186) est aussi basée sur le même principe, on lui donne pour avantage de mieux répartir le courant gazeux à travers tous les tubes.

MM. Macallan et Adams obtiennent la variation de section au moyen d'un bec conique se rabattant sur la tuyère à la façon d'un couvercle articulé ; par l'emploi de deux becs semblables, ils obtiennent une variation de 30 ou de 70 % de la section maximum, à volonté (*Engg.*, 1890-2-215) ; la tuyère carrée avec cheminée de même forme de certaines machines de l'État belge est exceptionnelle (*Engg.*, 1894-2-382).

Les machines américaines ont souvent deux tuyères identiques établies côte à côte pour les deux cylindres, c'est-à-dire que les échappements sont séparés.

Les tuyères à échappement variable sont peu employées en Angleterre, elles sont presque générales sur le continent ; on semble d'accord pour admettre que la réduction de section ne peut être exagérée, car l'augmentation de la contre pression au cylindre paralyse l'effet dû à l'activité de la combustion lorsqu'on dépasse une certaine limite. Voici quelques dimensions relevées sur des chaudières de types fort différents :

	Diamètre de la cheminée au sommet	Diamètre de la tuyère	Rapport des sections
L et N. Western, marchandises . .	0.43	0.120	7.75 0/0
— Webb compound (Dreadnought)	0.405	0.117	8.3
Great-Eastern, chauffage mixte au pétrole	0.355	0.121-0.140	11.7 et 15.6
Empereur Ferdinand.	0.475	0.083-0.141	5.3 à 15.4
Wootten à anthracite	0.460	0.105	5.2
— —	0.425	2 × 0.083	7.65
Vauclain compound express . . .	0.457	114-121-127	6.25-7-7.75
North-Eastern compound express .	0.450	121	7.2

Une disposition fréquente en Amérique, qui se rencontre souvent aussi en France et en Angleterre, consiste à prolonger la cheminée par un cône qui descend dans la boite à fumée jusqu'à l'orifice de la tuyère (fig. 129) ; voir aussi la disposition de la figure 64, où la tuyère et le cône sont beaucoup plus bas, et où le manchon qui surmonte le cône est interrompu de manière à former une seconde tuyère ; on a

quelquefois placé plusieurs cônes superposés en vue d'égaliser le tirage à travers tous les tubes (type Consolidation de Baldwin, *Engg.*, 80-2-188; Haute-Italie, 1884-2-48).

L'échappement est quelquefois utilisé en partie pour chauffer l'eau d'approvisionnement, ou bien on le dirige momentanément dans les caisses à eau pour condenser la vapeur dans les passages en tunnel très fréquentés (Métropolitain de Londres. *Engg.*, 1885-1-465 et 1891-2-718) ; on ne peut faire ainsi qu'un parcours limité puisque l'eau en s'échauffant perd sa faculté de condenser la vapeur à la pression atmosphérique ; au Métropolitain de Londres, on vide les caisses par une grande soupape au bout du trajet et l'on reprend une charge d'eau froide.

75. — *Contre-vapeur.* — Dans la marche à contre-vapeur (5e fasc., n° 65), les gaz de la boite à fumée sont aspirés, ils sont plus ou moins chauds et chargés de cendres, la compression dans les cylindres les échauffe encore. Pour éviter les grippements, Le Chatelier a eu l'idée d'injecter dans la poche d'échappement du cylindre un jet d'eau pris à la chaudière, jet qui par l'écoulement se vaporise partiellement et remplit le conduit jusqu'à la tuyère ; la vapeur humide aspirée se comprime dans le cylindre dont elle limite l'augmentation de température (voir fig. 9, *ante*).

On a donné à ce système le nom de frein à contre-vapeur de Le Chatelier, il est très répandu en France (P.-L.-M., Orléans, etc.) et en Autriche ; il est appliqué également au Highland en Ecosse. Dans les machines de tramways, M. Charles Brown a disposé sur l'échappement un clapet qui se ferme automatiquement quand il y a aspiration dans le cylindre, pendant qu'un clapet renversé admet alors de l'air frais ; le même dispositif est appliqué aux locomotives des chemins de fer à crémaillères où la contre-vapeur est utilisée systématiquement à la descente.

La marche à contre-vapeur introduit de l'air dans les chaudières, ce qui paralyse le fonctionnement des injecteurs d'alimentation.

76. — *Combustibles liquides.* — Ces combustibles présentent de grands avantages au point de vue de la conduite des chaudières, le réglage du feu est instantané puisqu'il se fait par la manœuvre d'un robinet, le tirage peut être considérablement réduit puisqu'il ne doit vaincre que la résistance des tubes ; l'emmagasinage est facile, et le pétrole

brut ne pèse pour la même quantité de chaleur développée que les 2/3 du poids de la houille. Il n'y a ni cendres ni décrassage.

Les chemins de fer du Sud-Est russe (Grazi à Tsaritzin) emploient exclusivement le chauffage au pétrole brut, ce liquide est lancé dans le foyer au moyen d'un injecteur pulvérisateur à jet de vapeur, le foyer est garni d'une chambre en briques constituant un four où se produit la température élevée nécessaire à la combustion. Les tenders de cette Compagnie ont été modifiés, l'espace autrefois occupé par le charbon a servi à loger une soute en tôle contenant 3.500 litres de pétrole pour les machines à voyageurs et jusqu'à 6.400 litres pour les machines à marchandises ; la consommation annuelle par essieu kilomètre pendant l'année 1887 s'est abaissée de 30 francs (charbon) à 17 fr. 20 (pétrole), et a procuré une économie de près d'un million de francs pendant cette période ; en outre, l'usure et les réparations des foyers ont diminué.

Le même système a été appliqué avec succès au *Pennsylvania* (Voir le mémoire de M. Thomas Urquhart, *Engg.*, 1889-1-130).

Ailleurs que dans les districts à pétrole, la grande demande qui résulterait de l'emploi sur une vaste échelle amènerait une forte hausse ; les fluctuations de prix du pétrole ne permettent pas de songer actuellement à une substitution complète de ce combustible à la houille, mais M. Holden au Great-Eastern a trouvé avantage à employer le combustible liquide comme un auxiliaire.

Dans le système du Great-Eastern, les machines ne sont pas modifiées, elles peuvent être chauffées à la houille, et le changement de combustible peut être opéré en cours de route. La lame d'eau d'arrière de la boite à feu est simplement traversée de deux tubes ou manchons de 152 mm. de diamètre intérieur, sous le seuil de la porte. A chacune de ces ouvertures, est appliqué un appareil injecteur muni sur le pourtour d'une couronne de minces jets de vapeur destinés à introduire l'air. La robinetterie est montée sur la façade, et comprend : un robinet pour la vapeur du jet central produisant l'entrainement de l'huile, un robinet pour la couronne, et un robinet pour chauffer la soute par temps froids. Les combustibles employés sont l'huile lourde de pétrole et le goudron de houille. Les mêmes robinets commandent à la fois les deux injecteurs ; l'huile s'écoule par son poids, la caisse étant placée assez haut, il y a un robinet permettant de régler l'aspiration de chaque injecteur. Pour le chauffage à l'huile, un feu léger de houille est maintenu sur la grille, les portes du cendrier sont à peu près fermées, l'air entre par les

couronnes dont il a été question et par la porte du foyer maintenue ouverte, cette porte est pourvue d'un écran déflecteur comme pour la houille. La tuyère est d'ailleurs maintenue beaucoup plus large (Tableau du numéro 74); le tirage qui en résulte, encore trop énergique, est réduit par une entrée d'air directe sur la boîte à fumée ; la tuyère ordinaire peut être abattue sur l'orifice pour le fonctionnement à la houille (système Macallan, n° 74). La contenance de la soute est de 1000 litres, elle suffit au parcours de 320 kilomètres.

Après les premiers essais, on a trouvé une légère économie en faveur de ce chauffage mixte, malgré le prix élevé des combustibles liquides, mais les avantages indirects du système l'ont fait adopter sur une assez grande échelle. L'injecteur a subi un léger changement, il comprend un jet d'air central amené par un tuyau chauffé dans la boîte à fumée ; il y a donc trois jets concentriques : air, vapeur, pétrole, indépendamment de la couronne. Pour les trains munis du frein à vide, la prise d'air centrale est faite sur la tuyauterie du frein, et l'injecteur alimentant le foyer suffit à maintenir un vide de 560 millimètres de mercure. Les consommations relevées pour le service d'express entre Londres et Harwich sont :

Charbon seul		10 kilg. par kilomètre.
Chauffage mixte....	charbon..	3.82
	huile.....	2.95

Les 2 k., 95 d'huile équivalent approximativement à 4 k.,5 de houille au point de vue calorifique. L'augmentation du rendement en chaleur est attribuée à une diminution de l'excès d'air. Pour l'installation et le détail des injecteurs, voir *Engg.* 1888-2-371 et 1894-2-764, ainsi que *Sauvage*, Machine à vapeur, t. II.

§ IV

ACCESSOIRES DE LA CHAUDIÈRE

77. — *Appareils de sûreté.* — Ce qui a été donné sur cet objet dans le fascicule 4 nous dispensera d'entrer ici dans beaucoup de détails.

L'indicateur de niveau est toujours le tube de verre avec robinets jaugeurs établis sur la colonne de l'indicateur même ou en un autre

point de la façade. Le bouchon fusible (quelquefois deux) est placé dans le ciel du foyer (pl. II, fig. 69 et 75).

Les soupapes sont au nombre de deux, chargées par ressorts. Autrefois on a beaucoup employé, pour produire la charge des soupapes, le levier avec ressort à boudin à tension réglable. Le plus souvent aujourd'hui les deux soupapes sont appliquées sur la boîte à feu extérieure : elles sont montées sur deux tubulures parallèles, et chargées au moyen d'un seul ressort en hélice agissant au milieu d'une traverse à branches égales qui réporte sa pression sur les deux disques ; l'un des bras de la traverse est prolongé et se termine par une poignée à la portée du machiniste; en appuyant sur la poignée ou en la soulageant, on soulève l'une ou l'autre des soupapes.

Cette disposition fort simple, due à Ramsbottom, s'est beaucoup répandue : elle n'exclut pas la soupape perfectionnée à grand soulèvement Adams, Wilson, etc. (4e fasc.) (voir fig. 11 et 65, pl. I).

M. Webb emploie une disposition dans laquelle le ressort est comprimé, et qui rend les accidents impossibles en cas de rupture du ressort (*Engg.*, 1885-1-462).

78. — *Alimentation.* — L'alimentation se fait de préférence avec l'injecteur; on emploie cependant aussi la pompe alimentaire : le London-Brighton n'emploie pas d'autre système; le plongeur est actionné par l'un des patins de la crosse (*Engg.*, 1881-2-376); on diminue les chocs en employant de grandes soupapes à très petite levée ; les ailettes des soupapes sont en hélice, pour leur donner un mouvement de rotation; il y a un petit reniflard sur l'aspiration et une boule d'air sur le refoulement. Les pompes sont toujours amorcées, mais l'eau peut retourner vers le tender par une soupape supplémentaire dont le réglage sert à graduer l'alimentation de la chaudière.

Au London-Brighton, l'emploi des pompes permet d'obtenir un chauffage effectif de l'eau du tender ou des caisses portées par les machines-tender: un tuyau de 75 millimètres, greffé sur l'échappement de chacun des cylindres, est conduit dans la chambre supérieure des soutes à eau. La circulation étant constamment maintenue par les pompes, favorise l'absorption de la chaleur; dans chaque soute, il y a un petit tuyau au sommet pour le départ de l'air. On reproche au chauffage par l'échappement l'inconvénient d'introduire les huiles dans la chaudière.

Les pompes sont encore en usage quand on emploie beaucoup la

contre-vapeur (74); on les trouve fréquemment dans les machines américaines; on a quelquefois employé un petit cheval alimentaire (Borsig).

Les injecteurs (V. Sauvage : la *Machine-Locomotive*) sont ordinairement disposés pour chauffer l'eau du tender, quelquefois sans tuyautage spécial, puisque par la fermeture du trop plein, la veine de vapeur

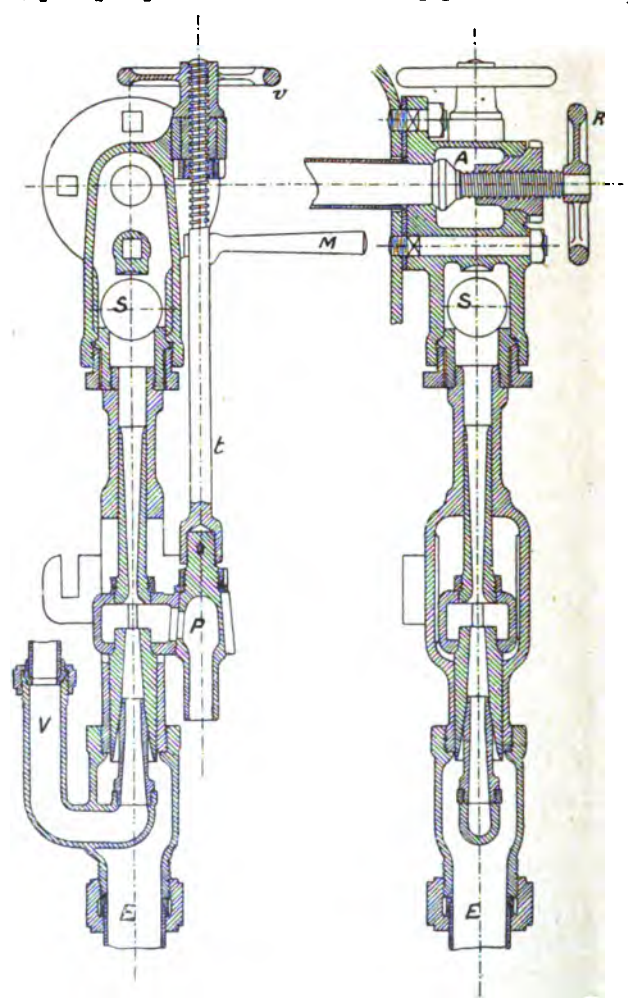


Fig. 130 et 131

est forcée vers l'aspiration; mais l'injecteur ne pouvant fonctionner avec de l'eau très chaude (fasc. 3 et 4), il y a une limite de température qui ne peut être dépassée.

Outre les dispositions d'injecteurs déjà données dans le fascicule 4, nous ferons ici une mention spéciale de l'injecteur que M. Webb a appliqué à de nombreuses locomotives du L. et N. Western. Il est représenté par les figures 130 et 131 : V est la prise de vapeur, E l'entrée de l'eau d'alimentation; la tuyère et le divergent forment la pièce centrale, qui peut recevoir un mouvement vertical par l'intermédiaire de la tige filetée *t* et du volant *v*; cette tige filetée sert aussi à manœuvrer le robinet de trop plein P, qui monte et descend avec la chambre centrale; à cette fin, une poignée M peut lui imprimer un quart de tour; l'orifice du robinet de trop plein est prolongé par un tuyau qui rejette l'eau sous la plateforme.

A la partie supérieure de la chambre dans laquelle coulisse le divergent, se trouve la soupape de retenue sphérique S. L'injecteur ainsi constitué est monté à joint rodé maintenu par un écrou sous la boîte de la soupape d'arrêt A. Dans ce montage, très élégant, on remarque que le parcours de l'eau est vertical et direct jusqu'à l'orifice d'entrée de la chaudière; le tuyau de refoulement proprement dit est supprimé. Pour chauffer l'eau du tender, on ferme le robinet de trop plein et on ouvre l'entrée de vapeur en même temps qu'on agit sur le volant *v*.

Les deux injecteurs sont montés de chaque côté sur la façade.

L'alimentation est introduite dans la chambre d'eau, généralement vers le milieu de la longueur du corps tubulaire; les sels de chaux se déposant à cet endroit sont moins nuisibles que dans les lames d'eau étroites qui entourent le foyer (fig. 7 et 9, 11 et 13; pl. 2, fig. 69); lorsque la soupape d'arrêt n'est pas placée sur le corps cylindrique lui-même, l'eau est amenée à l'endroit voulu par une tuyauterie intérieure (pl. 2, fig. 69, 130 et 131): il y a toujours un robinet ou une soupape qu'on peut serrer à la main tout près du point où le tuyau alimentaire s'applique sur la chaudière, et près de ce robinet, se trouve un clapet d'arrêt qui forme souvent la soupape de refoulement de l'injecteur (4e fasc., n° 95). Dans la figure 132 (type 25 de l'État belge) se montrent la prise de vapeur de l'un des injecteurs et le refoulement avec le clapet d'arrêt et le robinet de sûreté.

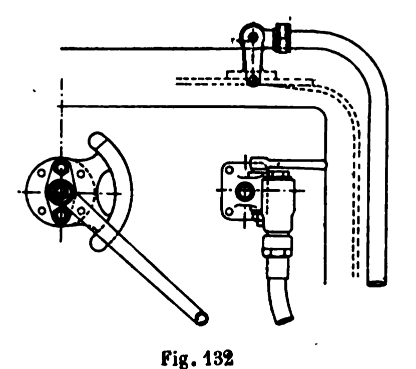
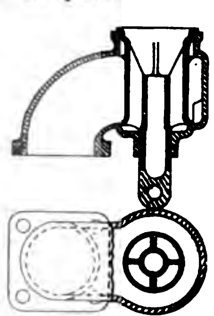


Fig. 132

79. — *Prise de vapeur.* — Elle se fait le plus souvent dans un dôme qui surmonte le corps cylindrique; celui-ci est même très volumineux dans certaines chaudières; le dôme est surtout utile pour éloigner l'orifice de prise au-dessus du niveau; à ce sujet, sa position la plus convenable est sur l'avant ou au milieu du corps cylindrique, car au départ, alors que les chaudières priment le plus facilement, l'eau se porte vers l'arrière par son inertie; d'ailleurs, le dôme se place difficilement au-dessus du ciel du foyer dont il gênerait les consolidations; la vaporisation étant la plus active en ce point, cette position convient peu. On peut cependant citer quelques types anciens dans lesquels le dôme est à l'arrière.

Dans la figure 7, le dôme est en communication, par un tuyau en U, avec le coffre de vapeur surélevé de l'arrière; cette précaution est peu usitée. Le mode d'installation ordinaire est celui de la figure 68, planche 2; le chapeau du dôme est démontable; le tuyautage, depuis le modérateur jusqu'à la boîte à fumée, est intérieur; il comprend d'abord un cou de cygne terminé par une glace verticale à lumières multiples, puis un tronçon en cuivre avec bride à l'intérieur de la boîte à fumée; le joint entre les deux parties ne peut faire saillie afin de permettre le passage par l'ouverture de la plaque tubulaire; ce joint est fait au moyen d'un bec conique et d'une fausse bride munie de deux boulons de serrage. Lorsque le dôme est très près de la plaque tubulaire (pl. I, fig. 65), la disposition peut être différente. Dans la figure 58, la glace du modérateur est inclinée et le renvoi du mouvement se fait par une tige à translation.

La pression de la vapeur rendrait le mouvement du modérateur très dur pour l'ouverture; aussi la glissière principale est percée d'une petite lumière sur laquelle pose une tuile de section très réduite reliée invariablement au mouvement du modérateur, tandis qu'on donne un certain jeu à l'articulation qui commande la glissière principale.


Fig. 133

Le mouvement imprimé à la poignée du modérateur a pour premier effet de découvrir la lumière auxiliaire, jusqu'au moment où le jeu est regagné; le contraire se produit à la fermeture.

On emploie aussi assez fréquemment les soupapes équilibrées à double siège, qui sont d'une manœuvre toujours facile (fig. 133); cette disposition est fréquente aux Etats-Unis.

En Angleterre, on trouve assez souvent des chaudières sans dôme : celle de la figure 11 est dans ce cas : la prise de vapeur se fait au moyen d'un long tuyau horizontal percé d'orifices dans sa région supérieure ; tuyau qui aboutit dans la boîte à fumée à la chapelle du modérateur, dont les glissières peuvent être manœuvrées sans aucun renvoi.

On a beaucoup employé autrefois le modérateur à papillon tournant; il est conservé au London-Brighton (*Engg.*, 1881-2-377) avec une petite soupape centrale pour diminuer la résistance initiale.

Dans les machines à cylindres extérieurs, lorsque ceux-ci sont sur le milieu de la longueur, le tuyautage qui amène la vapeur du modérateur aux chapelles est extérieur à la chaudière.

A partir de la boîte à fumée, la prise de vapeur se bifurque et les branches aboutissant aux chapelles contournent la boîte à fumée ; le mode de jonction de celle-ci avec le corps cylindrique lui donne ordinairement un excès de diamètre qui permet de loger le tuyautage sans obstruer les tubes de fumée.

Tout le tuyautage se fait en cuivre rouge ; les joints sont serrés de préférence à sec au moyen de cônes rôdés.

80. — *Nettoyage.* — Il est surtout nécessaire sur le ciel du foyer, dans les lames d'eau qui l'entourent, et au fond du corps tubulaire où tombent les boues ainsi que les écailles qui se détachent du faisceau ; l'espace manque pour établir des portes de nettoyage de grande dimension, mais on multiplie les regards et les bouchons à vis qui permettent de gratter les incrustations et d'introduire des jets de lavage.

CHAPITRE IV

Châssis et Suspension sur le train de roues.

---

§ 1[er]

CHASSIS PROPREMENT DIT

81. — *Châssis.* — Les longerons principaux occupent, par rapport aux roues, les positions suivantes :

Cylindres intérieurs....	1. Longerons intérieurs aux roues. 2. — extérieurs —
Cylindres extérieurs...	3. Longerons intérieurs aux roues. 4. — extérieurs — (exceptionnel).

La dernière disposition est exceptionnelle, parce qu'elle oblige à rapporter les manivelles motrices sur les bouts de l'essieu, au lieu qu'avec les longerons intérieurs, les moyeux des roues peuvent être utilisés comme manivelles ; pour diminuer la distance de l'axe de la machine au plan moyen de la roue, on a recours, dans le quatrième cas, au système Hall (employé aussi en son temps par Borsig) et qui consiste à appuyer la boite à graisse sur le moyeu de la manivelle.

Les longerons extérieurs aux roues ne laissent pas toute liberté quant à l'entretoisement ; la même observation peut être faite en ce qui concerne la fixation des cylindres intérieurs, puisque les roues de l'avant doivent passer en arrière de l'attache des cylindres ; par suite, une masse importante se trouve en avant de la base des roues (sauf dans le cas du bogie) et exerce un mauvais effet par son inertie dans l'attaque des courbes.

Mais les bâtis à longerons extérieurs aux roues rendent le mécanisme plus accessible ; en écartant les points d'appui sur les fusées, ils permettent d'employer des ressorts plus flexibles sans exagérer les incli-

naisons du roulis (24); ils laissent enfin plus de latitude pour élargir la boîte à feu.

En résumé, chacun des systèmes a ses partisans pour le cas des cylindres intérieurs.

Les longerons sont formés ordinairement d'une seule tôle découpée, qui a souvent 25 à 30 millimètres d'épaisseur : Haswell a fait usage de deux tôles jumelles entre lesquelles sont pincés les guides des boîtes à graisse.

Exceptionnellement les longerons sont déviés à la forge pour permettre l'élargissement de la boîte à feu (peu recommandable).

La plateforme n'existe pas toujours dans les locomotives américaines : le chauffage est fait du tender, et la marquise du machiniste est vers le milieu, à cheval sur le corps cylindrique. Sur le continent et en Angleterre, les longerons se prolongent à l'arrière (chap. I, § 2).

Le châssis comprend quelquefois des longerons doubles pour les besoins du mécanisme; les longerons intérieurs, par exemple, étant partiels, les roues sont comprises entre deux boîtes dont les ressorts sont indépendants (État belge, type 1, Midland); la répartition de la charge devient plus complexe; dans les compound de M. Webb, les longerons sont doubles sur une partie de la longueur (fig. 183) et les boîtes à graisse du premier essieu moteur, qui sont d'une longueur exceptionnelle, sont entre les deux cadres.

L'État belge emploie souvent le châssis extérieur aux roues et un longeron médian plus mince qui fournit à l'essieu coudé une boîte destinée à le soulager au point de vue des réactions horizontales : il est assemblé d'une part au bloc des cylindres et, d'autre part, à l'avant de la boîte à feu, mais à dilatation libre; la Compagnie de l'Ouest, dans son type d'express, emploie aussi le longeron médian avec ressort indépendant chargeant la boîte. Enfin, on trouve des bâtis de composition plus complexe.

L'entretoisement est produit comme il a été expliqué au chapitre I, dans l'examen des dispositions générales, ainsi que la liaison du châssis avec la chaudière. Les longerons sont ou simplement dressés, ou rabotés sur les deux faces.

Dans les machines américaines (1), les longerons sont forgés et formés de pièces de section à peu près carrée assemblées par boulons et joints

1. Pour les locomotives américaines, voir les *Chemins de fer à l'Exposition de Chicago*, par Grille et Laborde ; Paris, Bernard, 1894.

obliques comme le seraient des pièces de charpente; les cylindres étant toujours extérieurs, les longerons épais sont entre les roues et les boîtes à feu sont rétrécies au bas (exception est faite pour le foyer Wootten, déjà décrit).

Pour supporter la chaudière, les cylindres forment une selle renversée qui constitue l'assemblage rigide sous la boîte à fumée; l'arrière de la chaudière est à dilatation libre, soutenu sur les longerons par des brides articulées, figure 64 (existe aussi dans les machines Lenz, fig. 62).

§ II

RESSORTS ET BOITES

82. — *Boîtes à graisse.* — Les longerons sont garnis de manière à présenter pour le glissement des boîtes les surfaces de guidage nécessaires .

Pour l'essieu moteur et les essieux accouplés, la réaction horizontale change de sens à chaque demi-tour de manivelle : il faut donc réduire le jeu au minimum; les faces glissantes sont graissées, les guides rivés sur les longerons sont en fonte dure (avec 2 % d'étain à l'État belge); les deux faces entre lesquelles se produit le glissement sont verticales; mais, pour regagner l'usure, on emploie très souvent des coins de réglage sur les faces d'avant et, plus souvent, sur les faces d'arrière des boîtes pour l'essieu moteur et les essieux accouplés (fig. 7 *ante*); les coins sont manœuvrés et immobilisés par une vis avec contre-écrou qui passe dans une traverse entretoisant les deux joues de la fourche du longeron; la face du coin est inclinée à 1/16 environ.

Les boîtes à graisse comprennent toujours une pièce en U qui renferme le demi-coussinet s'appuyant sur la fusée; elles sont soumises à des chocs répétés et doivent être en métal résistant (acier coulé, fer forgé étampé, quelquefois en bronze ordinaire ou en bronze phosphoreux). Pour mieux résister au frottement, les faces latérales sont quelquefois garnies en acier dur maintenu par des vis noyées [1].

1. Pour que le mouvement de glissement des boîtes d'un même essieu fût compatible avec l'inclinaison transversale que peut prendre le châssis, les boîtes devraient pouvoir tourner par rapport à leurs guides; on se dispense de cette précaution en comptant sur le jeu latéral mais on a quelquefois disposé les boîtes d'une manière beaucoup plus rationnelle (Brown, *Engg.*, 1880-1-219).

Les coussinets sont en bronze avec ou sans métal blanc; la composition du bronze est généralement de 84 de cuivre pour 16 d'étain.

Les boîtes reçoivent la charge par le haut ou par le bas, d'après la position qu'il est possible de donner aux ressorts; si elles sont chargées au sommet, la chandelle convenablement rendue solidaire du longeron s'engage au moyen d'un tenon dans un logement peu profond ménagé sur le dessus; lorsque le ressort est en dessous, sa chape est suspendue

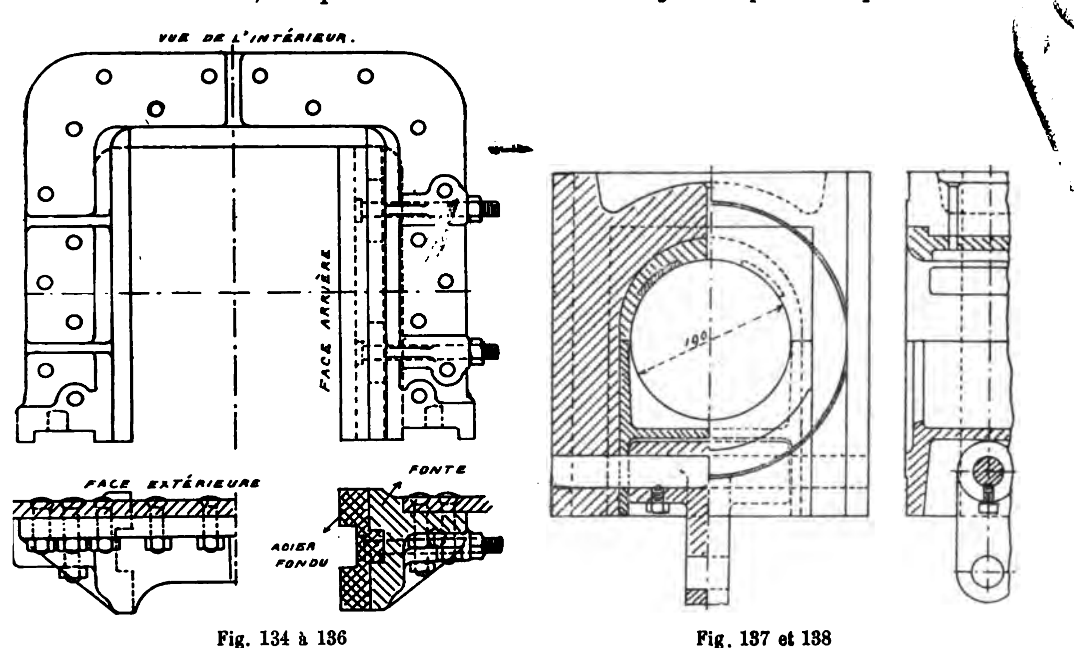


Fig. 134 à 136 Fig. 137 et 138

aux joues de la boîte par une pièce qui s'y intercale (les figures 134 à 138 donnent le détail des boîtes motrices et de leurs guides, ainsi que la bride d'attache du ressort; l'exemple choisi est une machine anglaise *Engg.*, 1885-1-313).

83. — *Ressorts.* — On fait surtout usage de ressorts de flexion formés de lames superposées avec une flèche de fabrication, cette flèche ne disparaît pas toujours complètement en charge. L'État belge emploie depuis plusieurs années des ressorts sans flèche initiale, et qui ont par conséquent en charge l'aspect de ressorts surchargés. On trouve dans certaines locomotives anglaises des ressorts de torsion en hélice, ils sont placés directement sous les boîtes où ils se logent facilement. L'in-

terposition de rondelles en caoutchouc dans la suspension prolonge la durée des ressorts (Great Eastern, *Engg.*, 1892-1-652).

La variation de flèche par tonne de charge est la flexibilité, elle a une influence sur les oscillations dues aux mouvements de galop et de roulis, ainsi que sur les oscillations dues aux inégalités périodiques de la voie; sous ce rapport, la flexibilité devrait être faible, tandis qu'au point de vue des inégalités isolées, elle devrait plutôt être augmentée. Voici quelques chiffres relevés sur diverses machines :

P.-L.-M., marchandises....	Avant $5^{m}/^{m}7$	Central $6^{m}/^{m}35$	Arrière $11^{m}/^{m}4$
London-Brighton, express [1]	Avant 8	Central $8^{m}/^{m}7$	Arrière 8
Great-Northern, express.....	—	Moteur 8	—
London-Tilbury, omnibus....	Bogie 12	Moteur $9^{m}/^{m}5$	—
Etat-belge, type 1 (express)..	Avant $8^{m}/^{m}5$	—	Arrière $8^{m}/^{m}5$

Les attaches des tringles aux ressorts se font de manière à assurer la mobilité des tringles, dont l'écartement varie un peu par la flexion; une excellente disposition consiste à faire les appuis en forme de couteaux, les tringles sont terminées par une chape dans laquelle on peut déplacer par une vis le grain en acier qui porte sur le couteau (fig. 19 *ante*). A l'État belge ces tirants pour les types qui servent au grand trafic ne peuvent se rompre sous une charge inférieure à 75 tonnes. La disposition des ressorts et de leurs balanciers compensateurs longitudinaux ainsi que du balancier transversal est régie par les principes généraux qui ont été exposés au chapitre II, paragraphe I.

§ III

Dispositions pour faciliter le passage en courbe.

84. — Le système employé dans les premières machines à trois essieux consistait à supprimer les mentonnets des roues intermédiaires, les bandages étant alors unis; ce système est encore employé et notamment dans les machines américaines à marchandises, malgré la présence d'un train articulé à l'avant; lorsque la partie rigide de la base

1. Lorsqu'il y a deux ressorts à hélice jumelés, la flexibilité donnée est divisée par 2. Pour la machine de l'État belge, la flexibilité des ressorts de l'essieu moteur est de 13 1/2 millimètres pour le ressort extérieur et de 13 millimètres pour le ressort intérieur (il y a un double longeron); la flexibilité des deux ressorts agissant ensemble ne serait donc que de 6, 5 à 7 millimètres.

de roues comporte quatre essieux, on supprime même les boudins pour les deux essieux intermédiaires (type Consolidation, de Baldwin).

On graisse quelquefois le boudin des roues d'avant pour faciliter le passage en courbe (32); on a employé à cet effet sur les chemins de fer autrichiens des corps gras solides; on se contente même du graissage au moyen de l'eau (M. Hurry Riches. *Engg*, 1885-1-314). Ce moyen est exceptionnel et réservé aux lignes de tracé accidenté.

Un remède souvent apporté à la rigidité de la base des roues consiste à donner un jeu latéral à l'essieu d'arrière ou à celui d'avant, ce qui s'obtient par une surlargeur entre les joues des boîtes; si l'essieu qui bénéficie du jeu est accouplé aux autres, les bielles présentent une articulation à rotule, il en est de même des boutons des manivelles de l'essieu mobile. On se contente quelquefois, dans ce dernier cas, de prolonger les boutons de manivelles de manière à donner du jeu aux bielles, qui sont alors rigides; pour des machines destinées à la voie de 1 mètre, Haswell a adopté jusqu'à 35 millimètres de jeu. Le jeu latéral est quelquefois donné aux boîtes de l'avant et de l'arrière; les chandelles guidées contre les longerons reposent sur les boîtes par des plans de contact inclinés qui donnent aux essieux une tendance à revenir à la position normale. (Cette disposition existe dans certains types de l'Orléans et de la Compagnie P.-L.-M.).

85. — *Boites radiales.* — Elles sont le plus souvent placées à l'essieu d'avant, quelquefois cependant à celui de l'arrière (*Engg.*, 1881-2-480) ou aux deux (type 4 de l'État belge, fig. 230 plus loin, et *Engg.*, 1893-1-218). Les boîtes radiales ont leurs faces verticales guidées inclinées par rapport à l'essieu, et elles possèdent un fort jeu latéral; dans l'attaque des courbes, l'essieu prend une position inclinée qui tend vers le centre de la courbe, et il la conserve jusqu'au moment où la base de roues rentre en alignement droit; cependant, par suite du surécartement des rails, l'essieu peut ne pas revenir complètement au parallélisme s'il n'existe aucune force de rappel. On ne peut considérer comme satisfaisantes que les boîtes qui tendent à revenir d'elles-mêmes dans l'axe.

La figure 139 représente les boîtes radiales fort bien disposées appliquées par M. Webb aux machines à voyageurs du L. et N. Western. Les guides pour les deux longerons sont réunis et ne forment qu'une pièce, dont les deux joues G G sont concentriques, les boîtes B sont munies de faces cylindriques qui leur permettent de glisser entre ces

guides; elles sont réunies entre elles et sont entretoisées par un boulon, le déplacement de l'une des boites entraine donc celui de l'autre. Les boites en glissant entrainent la douille D, ou la pièce symétrique non représentée, douille qui comprime le ressort en hélice placé dans l'axe entre les pièces A; le cadre C placé entre les guides fournit la butée au ressort quelle que soit celle des pièces A qui se déplace.

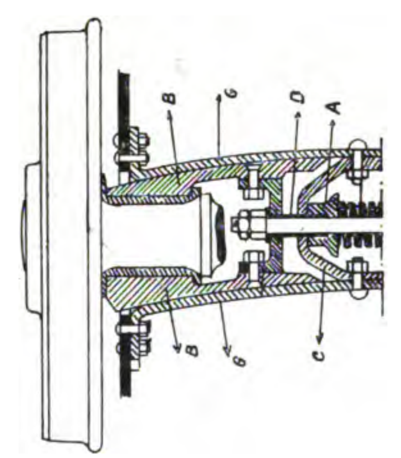


Fig. 139

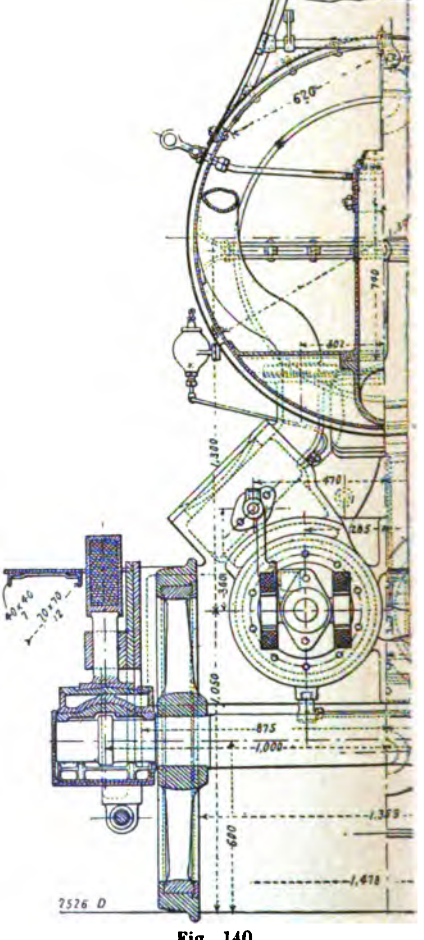


Fig. 140

Le ressort à l'état normal est posé entre les rondelles A avec une certaine bande initiale, ce n'est que lorsque la réaction horizontale sur le mentonnet de la roue dépasse cette force que la mobilité intervient. Les boites B doivent pouvoir glisser verticalement entre les guides G, le cadre C permet ce jeu.

Le jeu latéral pour les compound express est de 31,5 millimètres de chaque côté de l'axe, les chandelles posent sur les boites par l'intermédiaire de sabots graissés. (Boîte Adams, *Engg.*, 1873-2-228, 1881-1-39; *idem* Worsdell, 1883-2-473, 1888-1-360).

A l'État belge, dans les types les plus récents, l'essieu est ramené au parallélisme par les sabots d'appui en double plan incliné qui reportent sur les boites la charge des ressorts (fig. 140).

86. — *Bogie.* — L'avant-train articulé ou bogie existe en Amérique depuis le début de la locomotion à vapeur ; il était déjà d'un emploi fréquent en Angleterre il y a de nombreuses années ; son introduction sur le continent est récente ; mais il se généralise rapidement pour les machines d'express, où son influence sur la stabilité (47), partagée jusqu'à un certain point par les boîtes radiales à ressort de rappel, motive son adoption indépendamment de toute autre considération.

Le bogie américain est représenté par les figures 141 à 144 (Canadian Pacific, d'après *Engg.*, 1887-2-523) ; le cadre du bogie est formé des barres

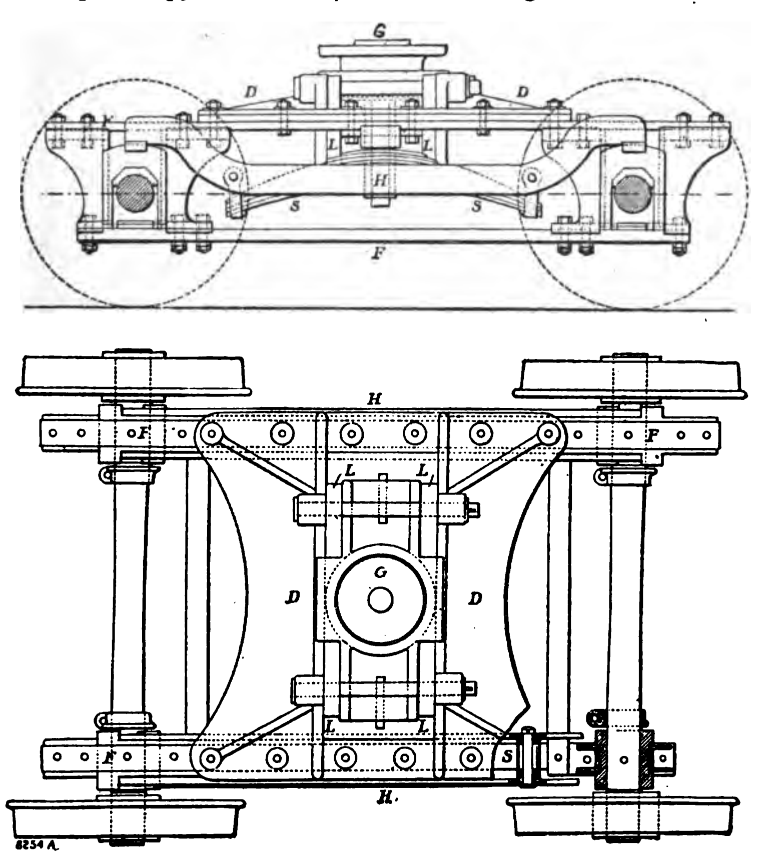


Fig. 141 et 142

forgées F F et de la table en fonte D qui s'y appuie ; la pièce en fonte G sur laquelle pose l'avant de la machine est suspendue au moyen des quatre chainons articulés L à la table D, dans laquelle elle peut se mou-

voir latéralement, la table étant à cette fin évidée à son centre comme l'indique la figure 142. C'est l'accouplement articulé entre les pièces G et D qui donne à la cheville du bogie sa mobilité latérale. Le poids suspendu à la table D, poids auquel s'ajoute celui des pièces du bogie lui-même, est porté sur les deux ressorts renversés S S par la semelle supérieure F des longerons du bogie ; les ressorts sont suspendus à leurs extrémités aux balanciers H H, formés de deux barres jumelles qui posent sur les boites à graisse.

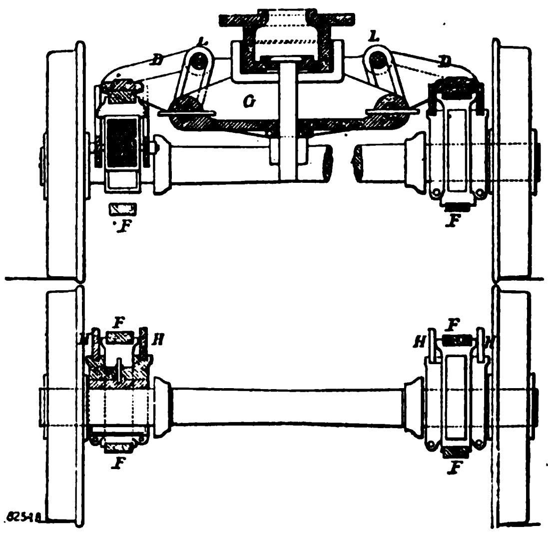


Fig. 143 et 144

Les chainons L sont inclinés symétriquement sur la verticale lorsque la cheville est au centre de figure du bogie ; il n'y a alors aucune tendance au déplacement latéral. Mais lorsque le bogie s'écarte du centre, il tend à y être ramené par la différence des composantes horizontales des tractions qui se développent dans les liaisons articulées.

C'est surtout ce mode de rappel qui caractérise le bogie américain ; il est remplacé en Europe par une paire de ressorts horizontaux qui compliquent beaucoup la construction, attendu que la pièce G doit alors porter sur la table D et y être guidée.

Les figures 145 à 147 (voir aussi fig. 155, plus loin) représentent un type classique du bogie souvent employé en Europe (Ouest, express, d'après *Engineering*, 1890-1-702) ; une traverse en fonte très rigide T, est placée sous les cylindres et sert d'entretoise entre les longerons

principaux qui sont intérieurs. Cette traverse repose sur le pivot proprement dit P, sur lequel elle est boulonnée; le pivot repose à son tour dans la pièce d'appui P'; celle-ci permet le mouvement de rotation et elle peut en outre se déplacer transversalement par rapport au bogie; à

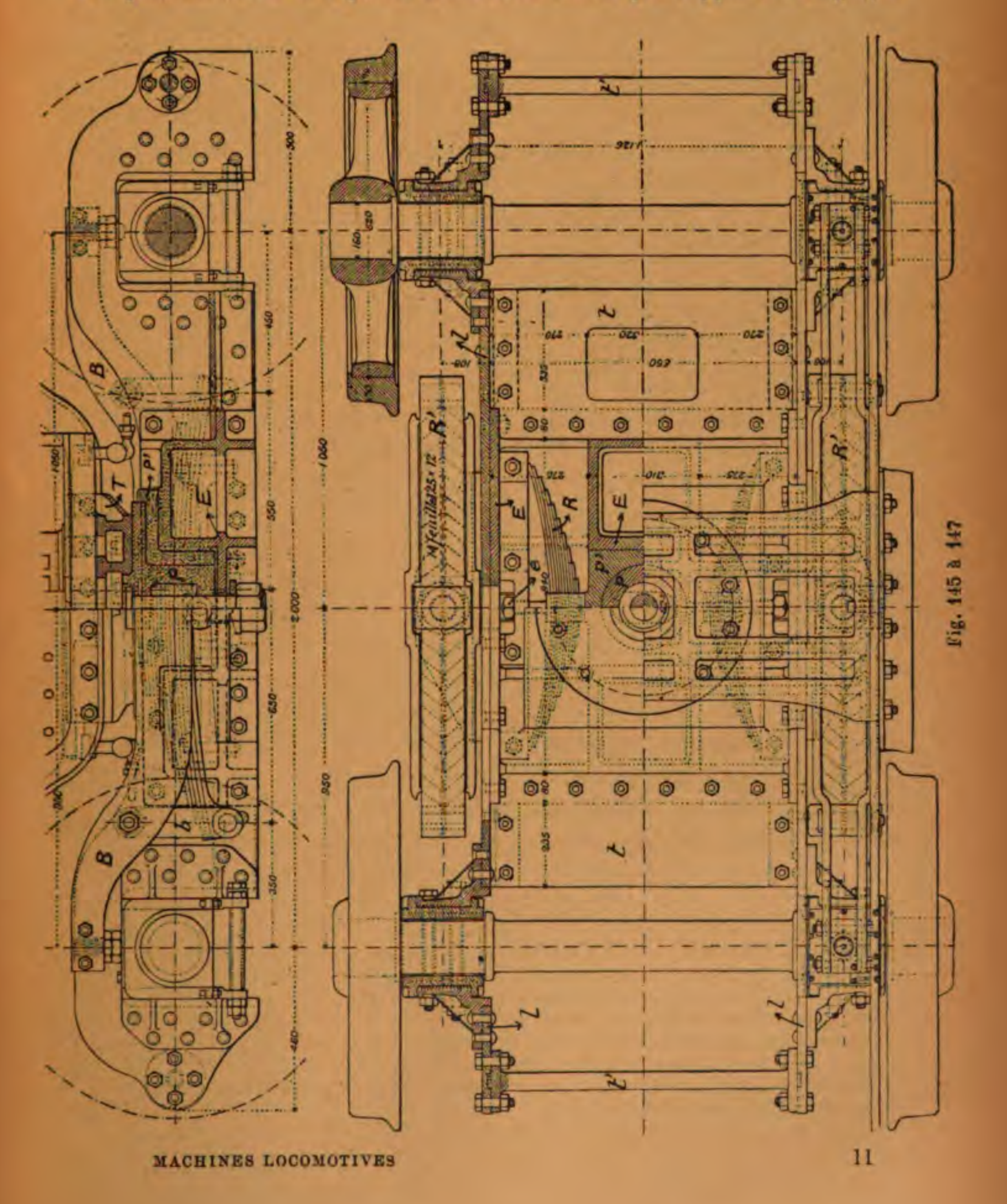


Fig. 145 à 147

cette fin, la pièce P' est guidée entre les joues de l'entablement en fonte E, qui entretoise les longerons *l* du bogie; cet entretoisement est d'ailleurs complété par les tôles horizontales *t* et par les traverses *t'* indiquées au plan.

Pour limiter les déplacements de la pièce P' par rapport au bogie, des ressorts de flexion horizontaux R sont interposés entre le bloc P' et les longerons *l*; leur chape est maintenue par l'écrou *e*, dont le serrage détermine une bande initiale. Lorsque l'effort horizontal transmis par le pivot dépasse la compression initiale de l'un des ressorts, celui-ci cède, en même temps que le ressort du côté opposé est rendu inactif par son écrou *e*. En ligne droite, le système tend toujours à revenir à sa position normale.

Le châssis du bogie est suspendu de chaque côté, dans le plan transversal passant par le pivot, aux ressorts renversés R', qui sollicitent par les brides *b* les balanciers à double flasque B; ceux-ci s'appuient finalement sur les boîtes à graisse (1).

La tension de pose des ressorts de rappel doit être assez forte, les courbes franchies à très grande vitesse sont toujours à grand rayon, cette tension n'a donc pas une grande influence sur la fatigue de la voie; d'autre part une trop grande mobilité, en diminuant le couple résistant du lacet, pourrait épuiser le jeu latéral dans les mouvements oscillatoires en ligne droite, ce qui ferait perdre au bogie une partie de ses bons effets. Nous avons déjà cité au numéro 47 un cas où la tension initiale des ressorts de rappel est de 1400 kilogrammes, avec une augmentation de 1000 kilogrammes pour 25 millimètres de déplacement; dans un autre type de machine (L. Tilbury et Southend,) la flèche des ressorts est de 31,5 millimètres (1 1/4 pouce) par tonne; dans un type du L. et S. Western (*Engg.*, 1887-2-176), les ressorts ne dépassent pas une charge de 2 tonnes au maximum d'écartement.

Le pivot du bogie est le plus souvent placé au centre de figure des roues, il est quelquefois reporté un peu à l'arrière pour faciliter dit-on

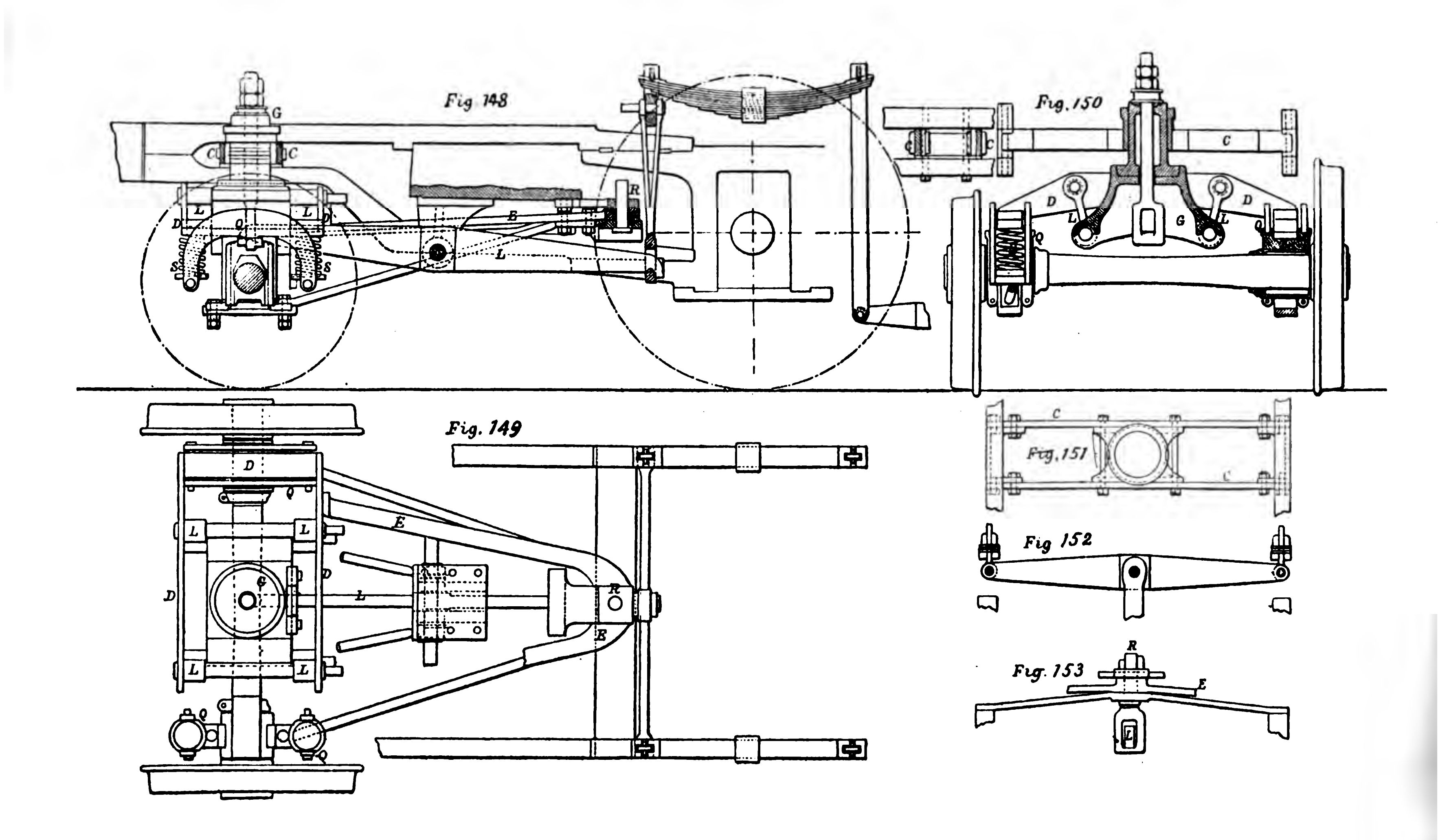
1. Voir pour diverses dispositions: *Engg.*, 1881-1-39 (Adams); 1887-2-598 Midland par S. W. Johnson; 1888-1-360 N. Eastern par T. W. Worsdell; 1885-1-313 S. Eastern par Stirling; 1890-1-619 G. N. of Scotland. M. Sauvage (ouvrage cité) décrit le bogie de la Compagnie P.-L.-M, où la force de rappel transversale est produite par plans inclinés; ce bogie présente d'ailleurs une autre particularité, c'est qu'il tend à revenir à son orientation normale malgré le jeu de la voie, c'est-à-dire qu'il est muni d'une force et d'un couple de rappel. Voir aussi plus loin la figure 154.

l'orientation, mais cet avantage nous parait être contre-balancé par une instabilité équivalente lorsque le bogie revient en ligne droite.

L'influence du bogie sur le mouvement de lacet a été examinée ailleurs, mais ses effets sur les oscillations verticales ne sont pas moins satisfaisants; les variations de charge dues au mouvement de galop et les oscillations analogues provenant des inégalités périodiques causées par les abouts des rails sont considérablement atténuées par la position très avancée que l'on peut toujours donner au bogie, tandis qu'il est impossible de mettre l'essieu porteur de l'avant aussi loin du centre de gravité.

87. — *Bissel.* — On appelle ainsi, du nom de l'inventeur (4), une forme d'avant-train articulé à un seul essieu très souvent employée en Amérique pour les machines à marchandises à petites roues. Nous donnons dans les figures 148 à 153 le détail d'un bissel employé par M. Francis Brown au Canadian Pacific, d'après *Engineering* (1887-2-528); il est appliqué au type dit « Consolidation », à quatre essieux accouplés; l'essieu du bissel forme avant-train, ce qui porte à cinq le nombre total des essieux. Le châssis de cet essieu mobile est formé des pièces D, qui portent à leurs extrémités les plaques de garde; une pièce en fonte G, qui peut prendre un mouvement latéral, est suspendue au cadre, par les chaînons L, et supporte une entretoise en fonte creuse guidée dans un collier soutenu par les deux barres transversales C; ces barres sont assemblées aux longerons principaux à l'avant des cylindres. Un boulon occupe le centre de l'entretoise et s'y trouve suspendu au moyen d'un joint sphérique G, il porte un œillet à son extrémité inférieure, œillet dans lequel s'engage l'extrémité du balancier compensateur L; l'autre extrémité du balancier est en relation avec les ressorts de l'essieu suivant par l'intermédiaire d'un balancier transversal. Sur le pivot du balancier L repose la charge transmise par les longerons principaux entretoisés à cet endroit par les dépendances des cylindres. Le cadre D est relié au pivot R du bâti principal par un châssis en forme de V composé des deux branches E et de deux pièces obliques qui viennent rejoindre le dessous des plaques de garde. Les ressorts sont au nombre de deux pour chaque boite, ils sont placés sous les oreilles des pièces D du cadre et reportent leur pression sur la boite par l'intermédiaire de deux étriers Q.

Dans la machine à laquelle appartient le bissel qui vient d'être décrit,


Fig. 148
Fig. 149
Fig. 150
Fig. 151
Fig. 152
Fig. 153

la charge portée par les quatre essieux appartenant à la base rigide est de 42 tonnes, l'essieu du bissel porte 6 tonnes seulement. On fait quelquefois usage de deux trains analogues, l'un à l'avant, l'autre à l'arrière (*Engg.*, 1892-2-136).

Le bissel a subi quelques modifications pour s'adapter aux modes de construction usités en Europe, la suspension par chaînons est remplacée souvent par des plans d'appui inclinés ([1]).

1. Pour d'autres exemples de cet avant-train articulé, voir *Engg.*, 1873-2-37, type employé à l'ancien réseau du Berg-Mark, jeu latéral 50 millimètres, effort latéral pour produire le jeu : 1000 kilogrammes ; *même recueil*. 1880-1-66, type Mogul du G. Eastern ; 1880-1-219, locomotive suisse ; 1885-2-49, 1886-1-517, 1887-2-429 ; ainsi que les *Chemins de fer à Chicago*, par Grille et Laborde.

CHAPITRE V

Mécanisme moteur [1]

---

§ Ier

CYLINDRES ET DISTRIBUTION.

88. — *Cylindres.* — Les cylindres et leurs chapelles comportent un grand nombre de dispositions. Dans le cas où les cylindres sont intérieurs, les chapelles peuvent l'être aussi ; pour donner aux conduits un débouché suffisant, elles sont souvent relevées au-dessus de l'axe des cylindres, la chapelle est alors commune aux deux cylindres, et il peut n'y avoir qu'un tuyau de prise de vapeur. La figure 154, d'après *Engineering* (1888-1-264), donne la section transversale de la machine d'express à roues libres du Midland par M. S. W. Johnson.

Il devient de plus en plus difficile, par l'augmentation du diamètre des cylindres, de concilier cette disposition avec les longerons intérieurs ; M. Stroudley, au London-Brighton, a souvent divisé l'échappement en deux conduits (*Engg.*, 1881-2-352 ; idem, 1886-2-592, cylindres du Caledonian ; idem, 1884-2-344, cylindres du West-Highland). La même disposition est appliquée aux machines express à bogie de l'Ouest, figure 155, d'après *Engineering*.

M. Stroudley a d'ailleurs souvent disposé les chapelles sous les cylindres (voir aussi les machines à marchandises du Great Eastern *Engg.*, 1892-1-652) ; en Suisse, M. Brown a fréquemment adopté le même système pour de petites machines de tramways ; il a l'avantage de faciliter l'écoulement des eaux de purge, de produire un lavage des surfaces frottantes qui prévient le grippement, etc.

1. La théorie thermique des machines à vapeur, ainsi que les dispositions organiques y compris la distribution ont été étudiées en détail dans les fascicules 3 et 5 ; cette matière n'est reprise ici que pour les points spéciaux à la locomotive.

Les chapelles peuvent encore être au-dessus des cylindres ou latéra-

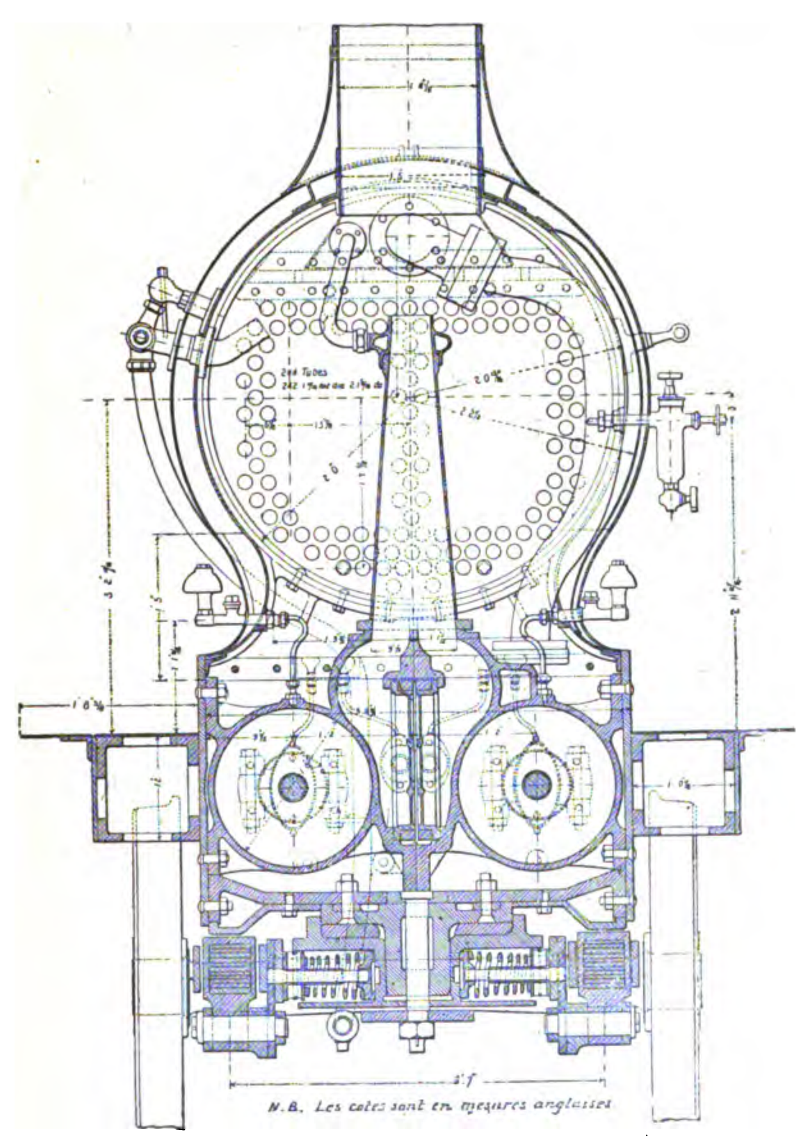


Fig. 154

lement et en dehors (fig. 156 Ouest, fig. 157 et 158 État-belge, d'après

Engg.), mais la dernière disposition n'est possible qu'avec le bâti à longerons extérieurs ; elle a l'avantage de rendre les chapelles très accessibles. Dans ses types les plus récents, l'Etat-belge a conservé en prin-

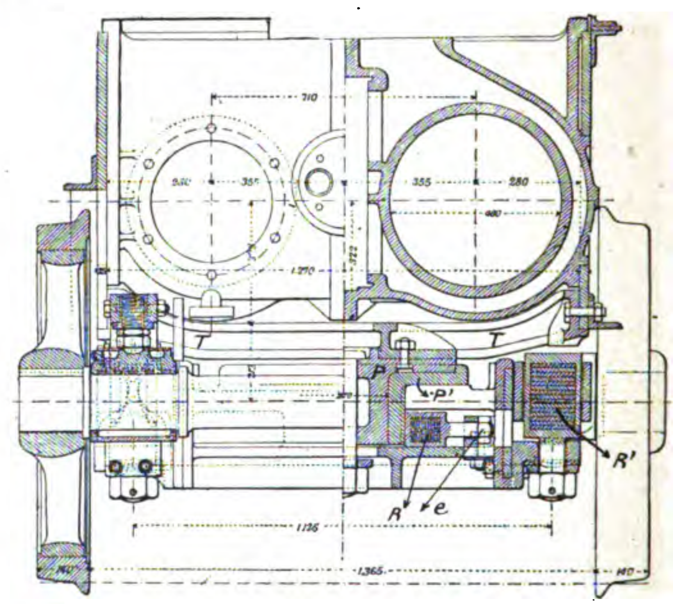


Fig. 155

cipe le même dispositif, mais les glaces sont inclinées transversalement, l'axe de la tige du tiroir restant parallèle à l'axe du cylindre, cette position relative des deux tiges se concilie bien avec la distribution Walschaerts (fig. 140 *ante*).

La figure 159 (*Engg.*, 1889-2-172) place les chapelles directement au-dessus des cylindres, les couvercles étant à la base de la boite à fumée (rare).

Pour les cylindres extérieurs, on rencontre la même variété dans la position donnée à la glace ; c'est cependant la glace horizontale et au-dessus qui est invariablement adoptée dans les machines américaines, le mouvement est renvoyé au tiroir par un levier ; la distribution Walschaerts admet le même tracé.

Les cylindres forment généralement deux pièces séparées avec joint médian lorsqu'ils sont intérieurs, mais il y a des exceptions (fig. 159 et *Engg.*, 1886-2-105, Caledonian ; 1890-1-619, G. N. of Scotland ; 1882-1-265, cylindres de machine américaine).

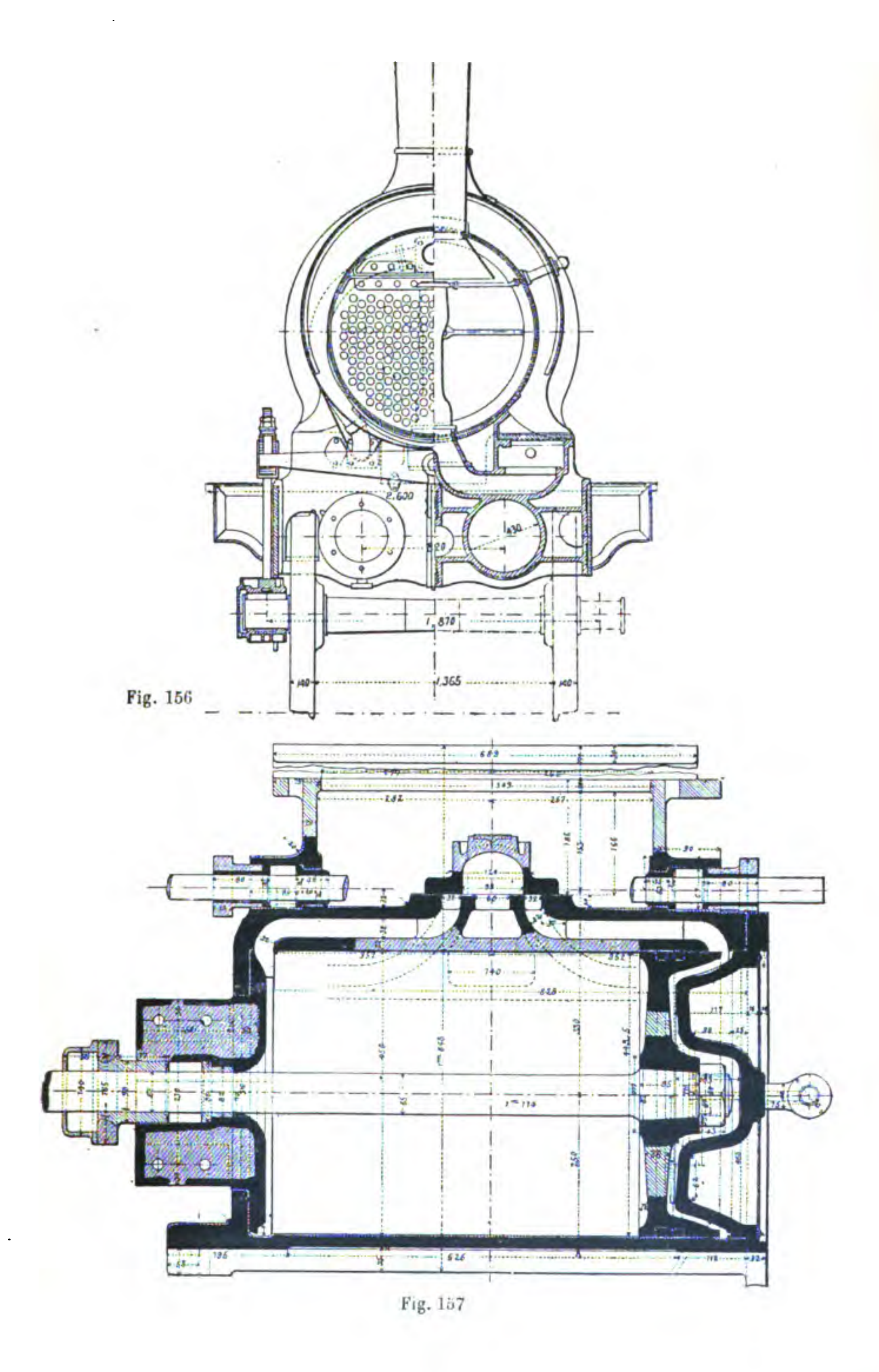


Fig. 156

Fig. 157

Le fond portant le presse-étoupe est rapporté par l'intérieur (fig. 157-158) ; les ateliers Brooks ont récemment construit les cylindres de

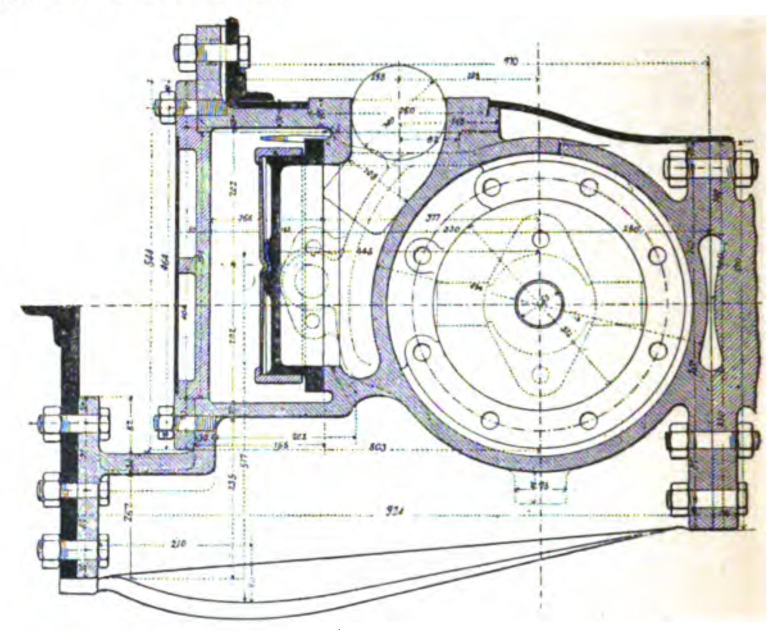


Fig. 158

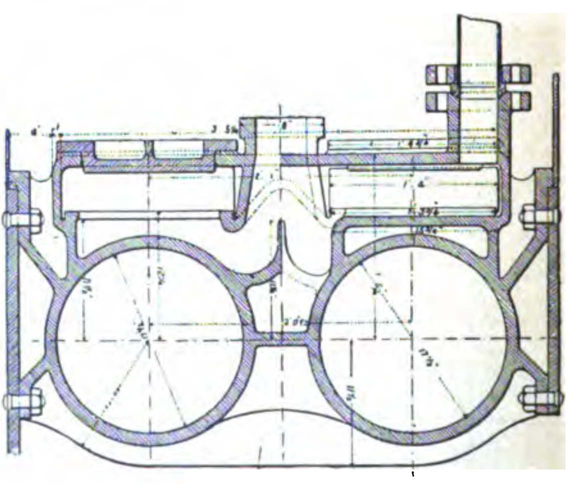


Fig. 159

manière à les rendre réversibles et interchangeables, condition qui exige un joint symétrique sur les deux faces (*Engg.*, 1893-2-603).

On a essayé l'application de l'enveloppe aux cylindres des locomotives (M. Mallet en France, M. Borodine en Russie), sans qu'elle ait pu entrer dans la pratique, ce que l'on conçoit sans peine lorsque l'on sait combien les enveloppes sont difficiles à rendre actives et à drainer, même dans les machines fixes ; le bénéfice à retirer de leur emploi n'est cependant pas douteux, mais les difficultés d'ordre pratique sont fort grandes.

L'emploi des gaz chauds de la boîte à fumée a été préconisé par M. de Kossuth, en Italie ; ce serait là sans doute une complication absolument inutile, la chaleur qui peut-être transmise au cylindre par les gaz étant négligeable.

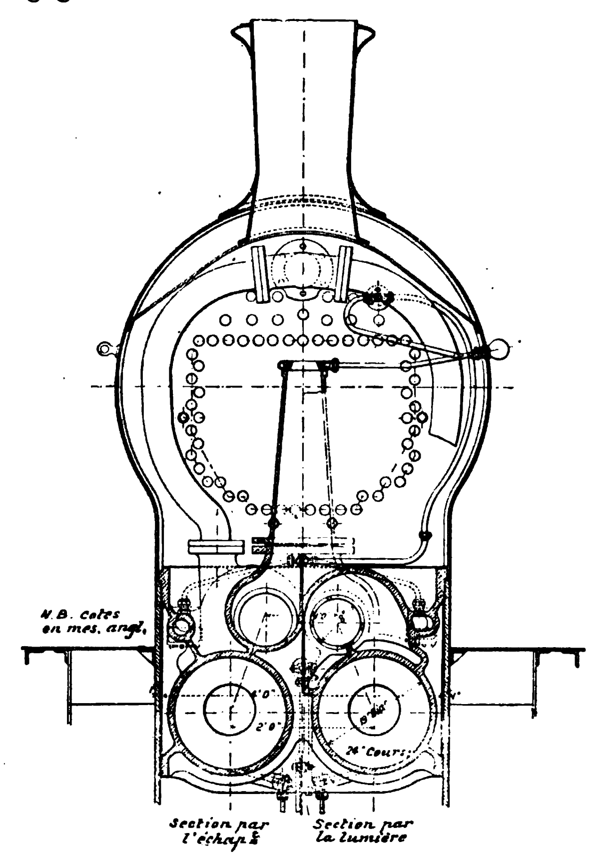


Fig. 160

Nous mentionnerons encore un montage spécial de cylindre employé

par la Société Suisse dans une machine dont le bâti est utilisé comme caisse à eau ; une semelle de fonte portant une collerette alésée analogue à celle des bâtis Corliss de machines fixes est d'abord boulonnée contre le châssis, le cylindre s'y emboîte et se dilate librement (*Engg.* 1880-1-219).

Le distributeur à peu près universellement employé est le tiroir plan simple ou à canal ; quelques exceptions sont à signaler, notamment pour les machines express récentes du North-Eastern, où M. W. Worsdell emploie des tiroirs cylindriques équilibrés ; les cylindres et leurs chapelles coulés d'une pièce sont fort heureusement disposés pour fournir à la vapeur des passages courts et peu contournés (fig. 160, d'après *Engg.* 1895-1-146).

Les distributeurs cylindriques ne permettent pas toujours le départ de l'eau entraînée par le *primage*, des soupapes de sûreté sont alors indispensables sur les cylindres ; ceux employés au Midland sont disposés de manière à ce que la garniture puisse céder à une trop forte compression (*Engg.* 1897-1-798).

En Amérique, M. Strong a fait des tentatives d'application de la distribution à quatre obturateurs divisés. M. Bonnefond aux chemins de fer de l'Etat français emploie même une distribution à déclenchement ; MM. Durant et Lencauchez sont les promoteurs d'une distribution à valves Corliss employée à l'Orléans ; enfin, M. Hoyois a fait récemment admettre par l'Etat belge un système à quatre obturateurs.

Dans les cas particuliers qui viennent d'être cités, les tracés ordinaires de cylindres sont abandonnés, et le nouveau groupement à donner aux pièces n'est pas la moindre difficulté du problème.

89. — *Distribution.* — L'étude qui en a été faite dans le 5e fascicule sera seulement complétée ici par quelques indications spéciales.

Les coulisses de Stephenson, de Gooch, d'Allan de Walschaerts sont les systèmes les plus employés, à cause de la propriété qu'ils possèdent de faire varier l'introduction dans de larges limites.

La figure 161 est le schéma de la distribution Walschaerts du type 11 de l'Etat belge (trains légers) ; les dimensions données permettent de tracer l'épure correspondant à chaque cran (5e fasc., n° 96) ; on remarquera que l'angle de calage diffère un peu de l'angle droit, c'est afin d'obtenir pour la marche en avant des conditions un peu meilleures.

Les données sont :

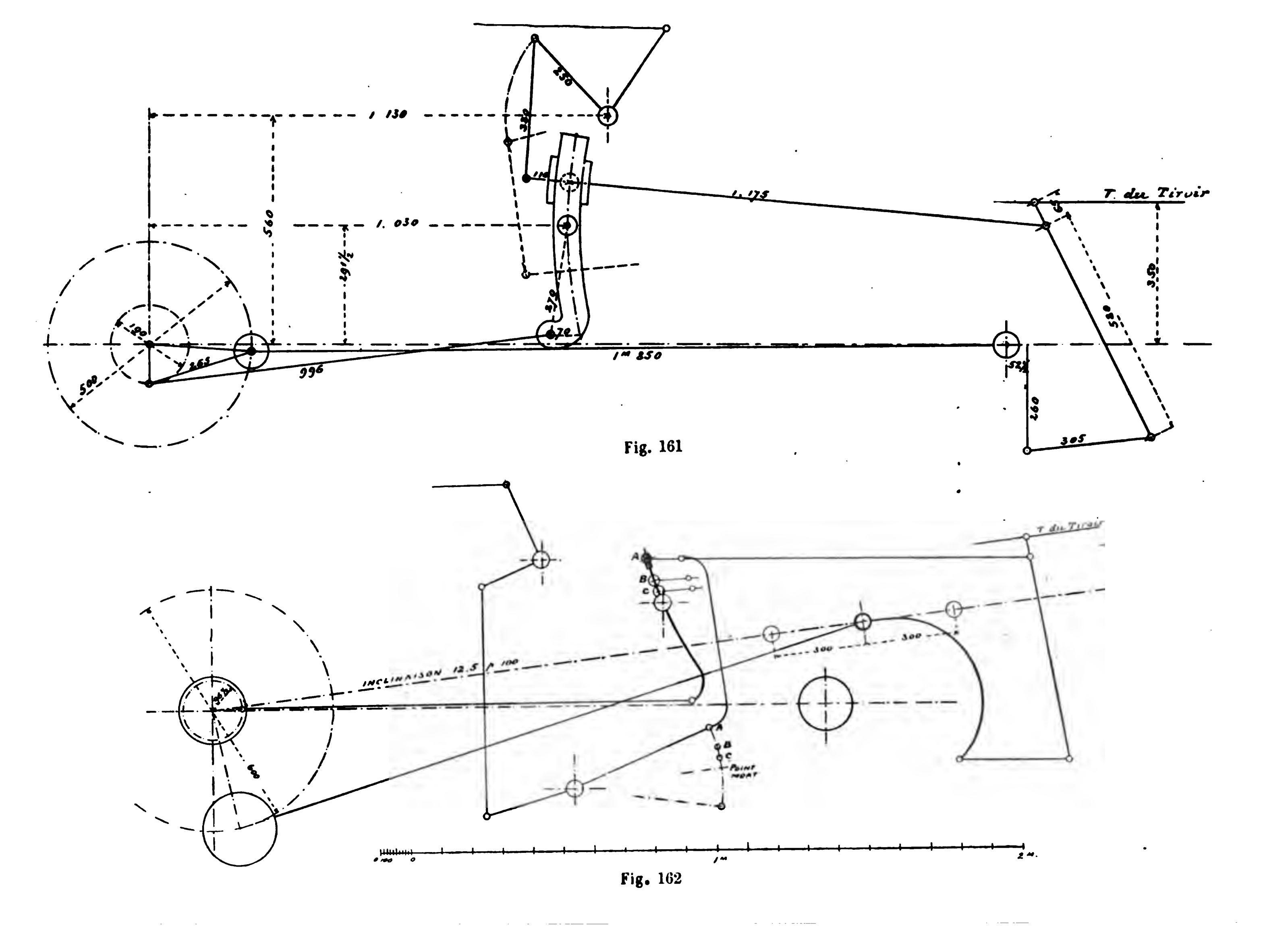


Fig. 161

Fig. 162

Diamètre des cylindres			350m/m
Course des pistons			500
Recouvrement extérieur			25
— intérieur.			1
Ouverture maximum des lumières pour la marche en avant.		Avant. .	26 1/2
		Arrière .	30
Ouverture maximum des lumières pour la marche en arrière		Avant. .	27
		Arrière .	28

Ces machines sont à cylindres extérieurs, figure 231 plus loin.

La distribution Walschaerts est aussi employée dans sa forme classique aux compound express du Nord (fig. 186).

La figure 162 se rapporte au type 25 de l'Etat belge (fig. 233 plus loin, marchandises fortes rampes), la ligne d'action est inclinée à cause de la position intérieure des cylindres, la branche de la coulisse actionnée par la barre est prolongée et déviée, ce qui amène une modification facile à trouver dans l'angle de calage ; la figure 163 donne le détail du

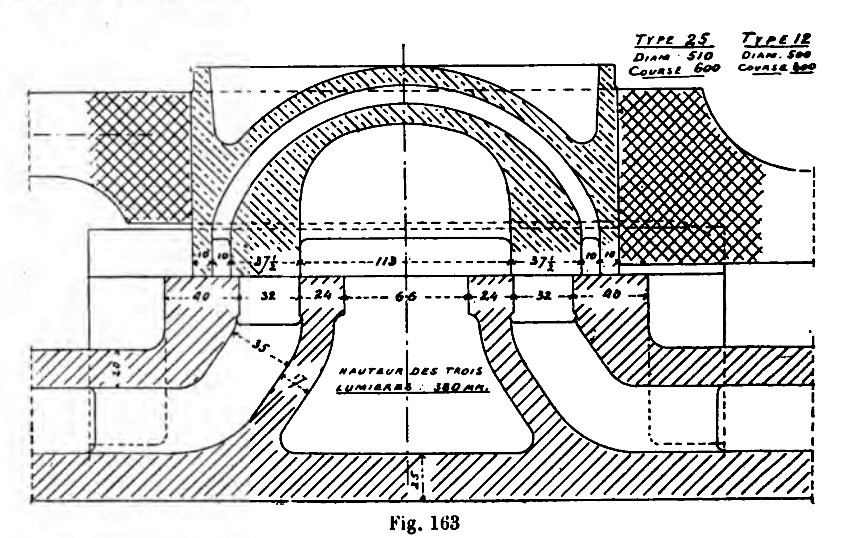


Fig. 163

tiroir et de la glace. Les éléments de ces deux figures ont permis de tracer les trois épures, figures 164 à 166 (positions, A, B, C) pour des introductions variables, en tenant compte pour l'admission de l'ouverture supplémentaire fournie par le canal.

La glace et le tiroir du type 12 (express pour lignes de niveau) présentent la même section (fig. 218 plus loin). Le type 6 de l'Etat belge

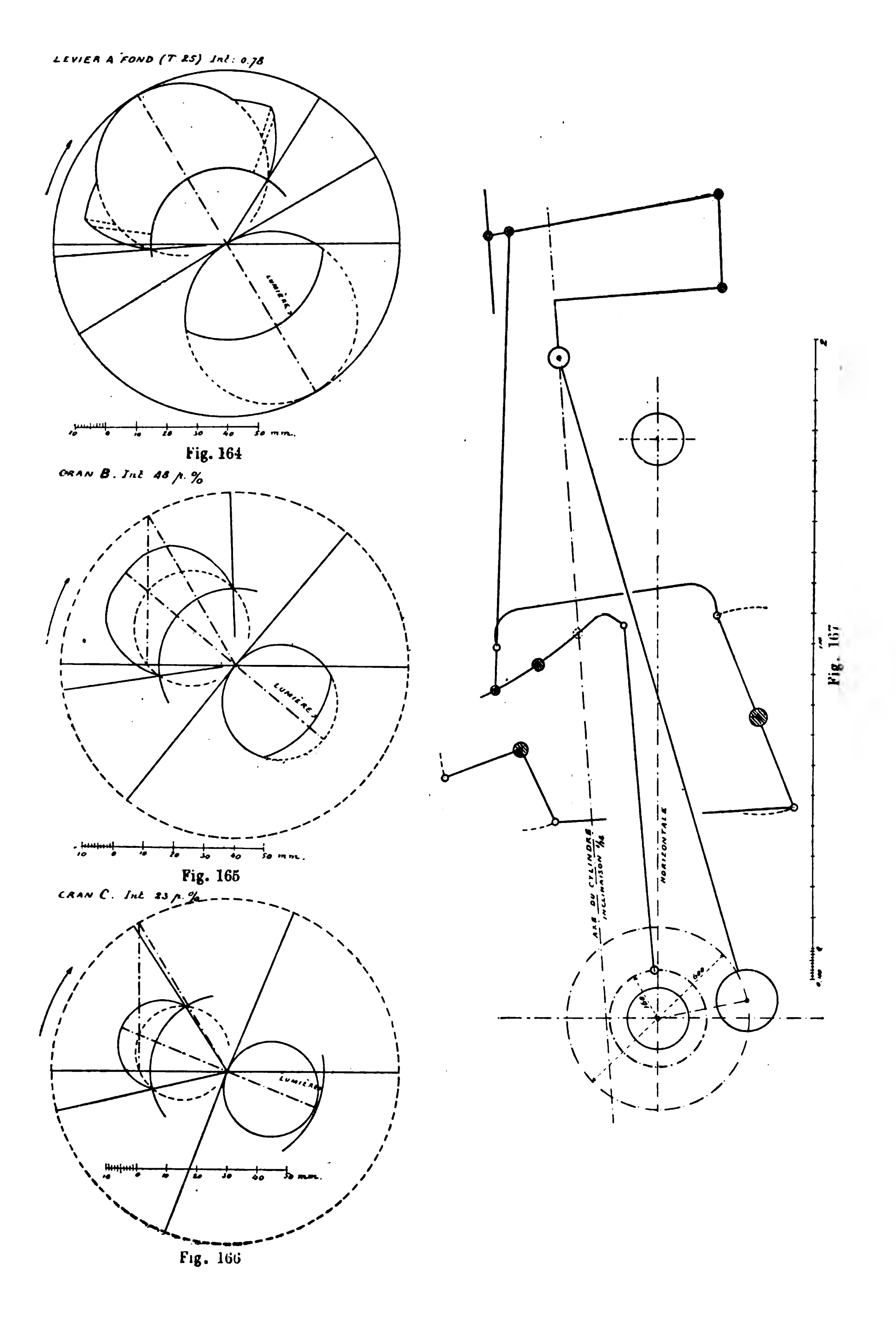


Fig. 164

Fig. 165

Fig. 166

Fig. 167

(express fortes rampes, fig. 228) présente dans son mécanisme une particularité dont nous ne connaissons pas d'autre exemple dans des machines à double effet : l'axe des cylindres prolongé passe notablement au-dessus de l'axe de l'essieu moteur (fig. 167); la glace et le tiroir sont donnés, figure 168. La disposition anormale indiquée a nécessairement une influence sur la distribution.

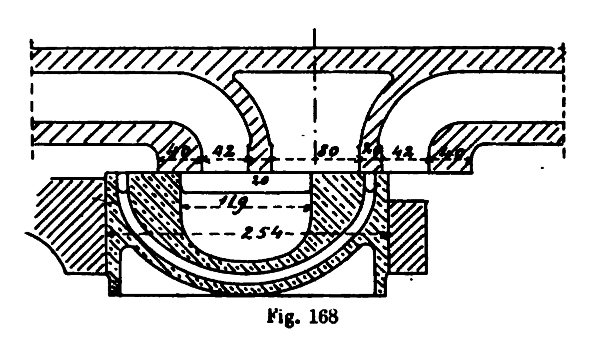


Fig. 168

Il a été fait dans ces dernières années un fréquent usage des distributions radiales (5e fasc.), qui ont été un moment en très grande vogue.

§ II

DÉTAILS DIVERS RELATIFS AU MÉCANISME.

90. — *Pistons, tiroirs, valves auxiliaires.* — Dans la construction européenne, les pistons sont à simple disque en fer étampé, en bronze, ou le plus souvent aujourd'hui en acier coulé ; les bagues sont en fonte dure, s'ouvrant par leur élasticité. Il importe de rendre le piston et les pièces à mouvement alternatif aussi légères que possible, puisqu'on ne peut les équilibrer complètement ; sous ce rapport, les pistons en fonte à double toile, employés très fréquemment aux Etats-Unis, prêtent à objection.

Les tiges de pistons sont parfois prolongées à travers le couvercle d'arrière pour fournir un bon guidage.

Les tiroirs sont en fonte, souvent en bronze, et même en bronze phospho reux ; la fonte donne le meilleur frottement, mais l'emploi d'un métal plus ductile comme le bronze est motivé par les ballottements du tiroir dans la marche à modérateur fermé ; pendant l'ad-

mission le piston fait le vide dans la chapelle, et au moment où l'échappement s'ouvre, la sous-pression due à l'atmosphère étant plus forte que la pression dorsale, le tiroir se détache de la glace pour y retomber ensuite; l'introduction des poussières de la boîte à fumée contribue aussi dans la marche à modérateur fermé à détériorer les surfaces frottantes. On emploie quelquefois les tiroirs équilibrés, l'opinion est qu'ils ménagent les glaces, mais qu'ils sont peu étanches (V. *Revue de mécanique*, janvier et février 1897, et le rapport de M. Aspinall au *Congrès des Chemins de fer*, *Bulletin*, juin, 1895).

Pour le tiroir cylindrique, voir n° 88. M. Johnson au Midland a trouvé que l'usure d'un tiroir plan ordinaire après 160.000 kilomètres de parcours était de 20 mm.; elle n'était que de 3 millimètres pour un tiroir cylindrique ayant effectué le même trajet.

Pour prévenir le soulèvement du tiroir, on a imaginé différents remèdes dont l'efficacité ne semble pas douteuse. L'un d'eux consiste à employer une soupape ou reniflard d'aspiration, qui remplit le cylindre

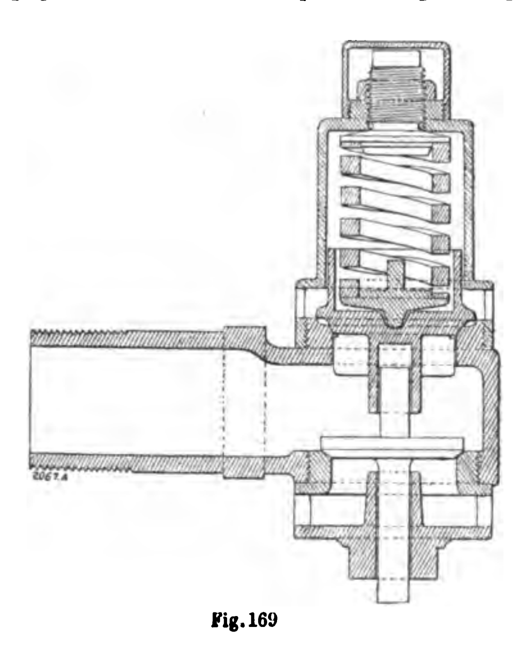


Fig. 169

d'air frais aspiré à l'extérieur, cet air s'échappe ensuite pendant la décharge. La figure 169 représente une valve de cette espèce combinée avec une soupape de sûreté propre à empêcher une compression trop

forte dans le cas d'un renversement du levier à modérateur ouvert (*Engg.* 1894-1-613).

On obtiendrait un effet analogue à celui du reniflard, mais insuffisant, en ouvrant les robinets de purge du cylindre au moment où on ferme le modérateur.

L'introduction de l'air extérieur a pour inconvénient de refroidir les cylindres et de nuire au graissage lorsqu'elle se prolonge, comme sur les profils en pente par exemple. La valve automatique de Smith échappe à ce reproche, elle fonctionne lorsque le modérateur se ferme, et introduit de la vapeur à pression réduite dans les chapelles (employée par M. Wilson Worsdell au N. Eastern; *Engg.* 1895-1-147). Le détail d'une valve analogue dans laquelle le soulèvement du clapet à air ouvre en même temps une petite admission de vapeur est donné dans *Engg.*, 1897-1-798.

91. — *Guides et bielles, excentriques, levier de changement de marche, servo-moteurs.* — Il existe trois types de guides et de crossettes, ils sont à quatre barres avec deux patins, à deux barres, ou à une seule barre complètement embrassée par le patin ; les guides sont en fer forgé cémenté, les patins sont en bronze ou en fonte garnie de métal blanc.

Les guides s'assemblent d'un côté sur le presse-étoupes, et à l'autre extrémité sur une entretoise spéciale convenablement découpée ; celle-ci est souvent en acier coulé à nervures dans la construction anglaise. Pour diminuer la section des guides, on peut prendre le point d'appui à une certaine distance de l'extrémité (ne s'applique qu'à ceux formés de quatre barres).

Les tiges de tiroirs sont guidées souvent dans la même entretoise, il convient de les renfler et de les supporter dans de longues buselures. Les excentriques sont en deux pièces réunies par goujons à clavettes, ils sont en fonte ; les colliers sont en bronze ou en fer forgé garni d'un anneau de bronze. Les excentriques sont calés sur l'essieu par une clavette entaillée, M. Worsdell a supprimé la clavette et le déforcement qui en résulte en munissant l'excentrique de deux ergots qui embrassent les joues du coude voisin.

Les bielles motrices des locomotives ne présentent rien de particulier ; pour les cylindres intérieurs, elles doivent toujours être à tête ouverte, le système à étrier est le plus employé parce qu'il donne des têtes peu saillantes et qu'il reste ordinairement peu d'espace libre sous la chaudière pour la position verticale du coude.

Les bielles d'accouplement sont soumises sur toute leur longueur à la force centrifuge, les forces de fouettement y sont plus grandes que dans les bielles motrices ; dans le cas où les bielles accouplent des roues de grand diamètre, la portée entre les points d'appui est grande et la fatigue augmente rapidement (elle est de 3 mètres dans les compound express du Nord).

On donne souvent aux bielles d'accouplement une section évidée sur les deux faces latérales ; lorsque le nombre des essieux accouplés dépasse deux, la bielle est en plusieurs tronçons, afin de présenter la même flexibilité que le train de roues ; l'assemblage se fait par une articulation qui joue extrêmement peu, et qui n'est donc pas garnie.

Les têtes des bielles d'accouplement étaient toujours munies autrefois de coussinets en deux pièces avec clavettes de serrage ou rappel par coin. Ramsbottom a introduit en 1863 au L. et N. Western les bielles d'accouplement à têtes rondes avec buselures en bronze aujourd'hui si répandues et qui réduisent l'entretien dans une forte mesure ; la figure 170

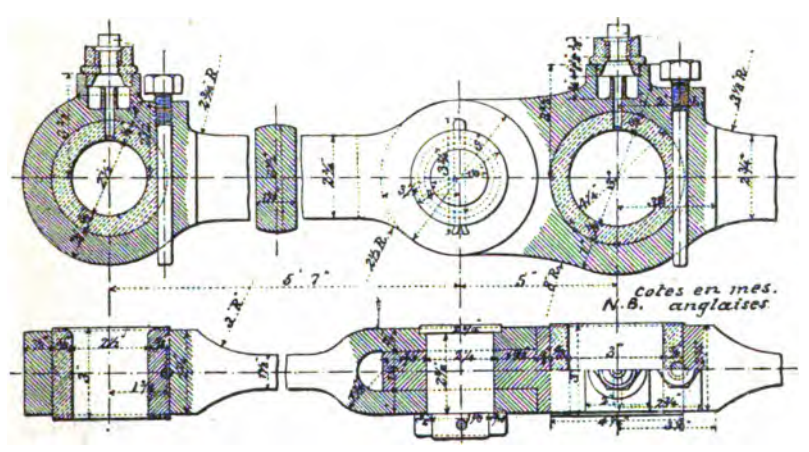


Fig. 170

donne d'après *Engineering* les dispositions d'une bielle d'accouplement de trois essieux du London-Brighton ; les broches coniques à tête filetée sont destinées à empêcher la rotation des buselures et leur déplacement transversal.

Le levier de changement de marche est manœuvré par une poignée ou par une vis sans fin ; Belpaire a mis en pratique à l'État belge un levier souvent employé qui peut être manœuvré à volonté par vis ou par poignée.

L'augmentation progressive des dimensions du mécanisme moteur a rendu nécessaire, pour les types puissants, l'emploi d'un appareil de changement de marche à vapeur analogue à celui des machines marines, mais souvent rudimentaire, en ce sens qu'il n'est pas asservi.

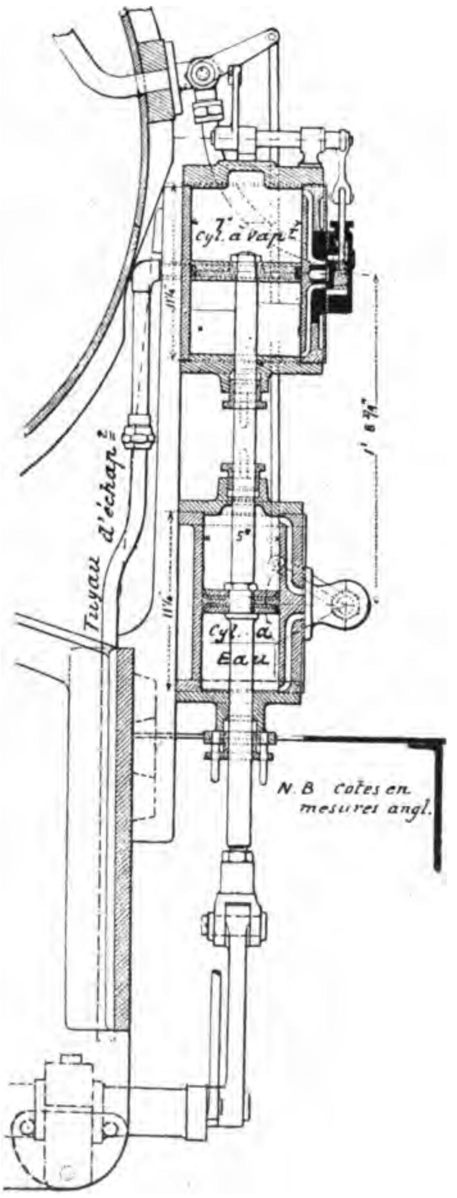


Fig. 171

L'appareil employé par M. James Stirling, d'abord sur une ligne écossaise, puis au S. Eastern, consiste en un cylindre à vapeur (fig. 171) (d'après *Engg.*, 1890-1-531) conjugué avec une cataracte; deux manœuvres sont nécessaires pour actionner l'arbre de relevage; il faut d'abord écarter le tiroir de distribution dans un sens ou dans l'autre; ce tiroir a de légers recouvrements du côté de l'admission et de la décharge; lorsqu'il est dans sa position moyenne, tous les passages sont fermés, mais la manœuvre seule du tiroir entraînerait toujours brutalement le levier à fond : c'est pour régler le mouvement que deux valves tournantes à vis sont placées : l'une sur la prise du cylindre à vapeur dont il vient d'être question, l'autre sur la communication entre les deux faces du piston de la cataracte; ces deux valves sont reliées de manière à être manœu-

vrées ensemble par un même arbre muni d'un levier à poignée; si la fermeture est hermétique, l'ensemble des deux pistons peut être arrêté en un point quelconque de la course ; un indicateur, dont le mouvement est pris sur l'arbre de relevage lui-même donne au machiniste le cran de marche.

L'appareil décrit ci-dessus est appliqué verticalement à droite de la chaudière : il attaque directement un court levier en porte-à-faux au bout de l'arbre de relevage; mais il a le plus souvent été placé horizontalement (fig. 11 et 12 *ante*).

Ce système a été employé à l'État belge (voir ceux du Pennsylvania, *Engg.*, 1881-2-602, et des ateliers Baldwin, *idem*, 1882-1-219).

Le servo-moteur, dont nous avons donné les principes dans le cinquième fascicule, nous semble préférable, à beaucoup d'égards, à celui qui vient d'être décrit, auquel on ne peut même donner qu'abusivement ce nom. M. Rongy, chef d'atelier au chemin de fer de l'État belge, en a réalisé une forme qui se combine ingénieusement avec la commande du levier à la main, de sorte que le cylindre à vapeur pourrait être désemparé sans paralyser la manœuvre. Dans son ensemble, le servo-moteur Rongy ne diffère pas d'appareils beaucoup plus anciens dont Farcot a été le promoteur, mais il comporte quelques détails nouveaux : la cataracte à huile n'existe pas, la vis ordinaire du levier Belpaire est conservée et sert à arrêter le cran de marche.

(V. le changement de marche à contrepoids de vapeur du P.-L.-M., *R. G. des Chemins de fer*, avril 1893).

92. — *Essieux et Roues*. — L'essieu droit a été longtemps considéré comme un grand avantage des machines à cylindres extérieurs ; les reproches faits à l'essieu coudé en fer ne s'appliquent pas avec autant de force à l'essieu en acier forgé d'un seul bloc et découpé. Diverses formes sont employées pour les joues : celles-ci sont le plus souvent prismatiques (fig. 172) (État belge, type 12, d'après *Engg.*); elles sont quelquefois ovales et même circulaires ; cette dernière forme est depuis longtemps adoptée au N. Eastern; elle permet de finir les essieux sur le tour sans rabotage : on entoure parfois les joues du coude de frettes en acier posées à chaud ; les frettes peuvent être en deux pièces boulonnées au moyen de pattes.

L'état de sollicitation d'un essieu coudé est fort compliqué, sa résistance vive entre en jeu par suite des chocs répétés auxquels il est sou-

mis; aussi le renforcement de certaines parties a parfois produit un résultat contraire à celui que l'on en attendait. La garantie exigée par l'État belge pour les gros essieux coudés est un parcours minimum de 200.000 kilomètres.

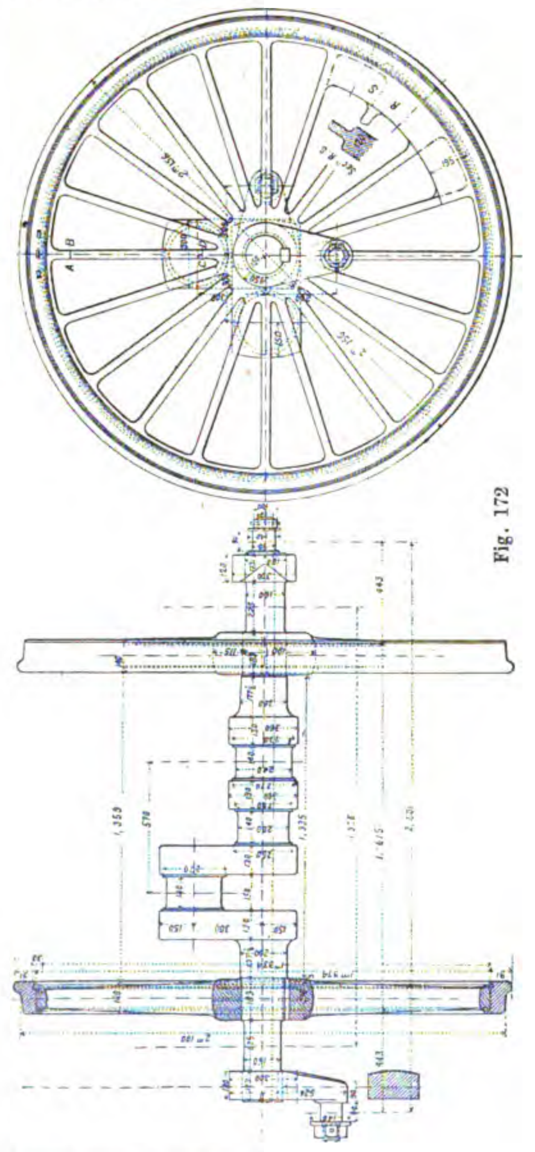


Fig. 172

M. Webb a introduit pour les essieux à un seul coude de ses compound le mode de construction des arbres de machines marines : les joues forgées avec leurs contrepoids sont des pièces détachées dans lesquelles les tronçons droits formant l'essieu et la soie de manivelle sont forcés à la presse (fig. 183); ce mode de construction simplifie le forgeage, diminue le découpage et permet de cémenter la soie ; en outre, les congés de raccordement, toujours nécessaires pour prévenir les lignes de rupture des essieux forgés d'une pièce, sont ici supprimés, ce qui permet d'augmenter la portée des coussinets de la tête de bielle.

Les roues sont généralement en fer forgé ; les rais ont une section rectangulaire ou ovale, les contrepoids sont venus de forge avec la jante (fig. 172); ils sont quelquefois à section graduellement décroissante.

Les roues en fonte, abandonnées pendant longtemps en Europe, ont toujours été employées aux États-Unis, soit avec un centre plein pour les petites roues sans bandage coulées en coquille, soit à rais évidés et pour de grands diamètres. En Angleterre, on peut citer quelques compagnies dont les locomotives à marchandises ont des roues en fonte (L. et N. Western, *Engg.*, 1880-2-294; N. London, 1881-1-383; Mersey Ry., 1893-1-218).

La fixation des bandages sur la jante ne doit pas créer des sections de rupture; le profil du bandage présente souvent un talon qui s'emboîte dans une rainure concentrique; on empêche alors le déplacement latéral par un certain nombre de vis qui traversent la jante et pénètrent dans le bandage (L. Brighton, Midland); le mode d'attache du London Chatham et de la Société alsacienne (fig. 173) n'exige aucune vis; un

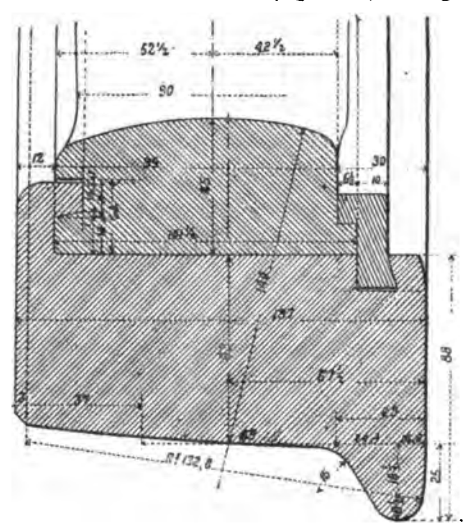


Fig. 173

cercle en deux pièces ayant le profil indiqué dans la figure, pénètre dans une rainure du bandage, rainure dont la lèvre est rabattue de manière à emprisonner la queue d'aronde du faux cercle. Ce système est adopté par l'État belge, dont les bandages sont en acier, avec une teneur en carbone qui doit atteindre 0,30 %. Les bandages sont essayés au choc.

93. — *Sablières.* — Se composent encore fréquemment d'une boîte placée sur l'enveloppe de la chaudière et munie de tuyaux d'écoulement avec un agitateur en hélice qui distribue le sable. On place aussi

les réservoirs à sable sous les longerons : ils sont plus accessibles pour le remplissage. Ce système primitif a des inconvénients, le sable n'est pas bien distribué, il forme de petits tas devant les roues lorsque celles-ci patinent; au Caledonian, le sable est lancé par un jet d'air pris sur le réservoir du frein Westinghouse. *Gresham et Craven* ont combiné un injecteur à vapeur qui est assez répandu : cet appareil est fort simple en principe, mais quelques précautions étaient indispensables pour le réaliser : la vapeur, en se condensant dans les tuyaux lorsque les robinets sont fermés, mouille le sable, qui n'est plus alors entraîné et qui bouche les conduits; les robinets sont construits de manière à écouler les fuites à l'extérieur (*Engg.*, 1888-1-637).

§ III

MACHINES COMPOUND (1)

94. — Un mode de fonctionnement particulier se rapprochant du système compound avait été imaginé en 1850 par Nicholson, machiniste du South Eastern, et rendu public par Samuel (*Minutes of M. E*, 1852); mais l'idée n'a pas tardé à être abandonnée.

Morandière avait conçu, en 1866, un projet de machine qui n'a pas été exécuté, et où le moteur devait comprendre un cylindre admetteur attaquant l'essieu d'arrière et une paire de cylindres détendeurs attaquant l'essieu précédent. Aux États-Unis, M. Hudson, directeur des ateliers Rogers, s'est fait breveter le 11 mars 1873 pour une locomotive compound à deux cylindres.

L'application pratique du fonctionnement compound aux locomotives est l'œuvre de M. Anatole Mallet qui, en 1876, fit construire trois machines pour la petite ligne de Bayonne à Biarritz; ces machines, à cylindres extérieurs de 240 et 400 millimètres, avec une course de 450 (rapport des volumes 2,78), étaient pourvues d'une valve spéciale de démarrage mettant l'échappement du petit cylindre à l'air libre et établissant une prise de vapeur directe à pression réduite au grand cylindre. Le levier de changement de marche commandait à la fois les deux distributions, ce qui ne permettait pas de les régler indépendamment;

1. Voir *Revue de mécanique*, t, I; les *Locomotives compound*, par M. Sauvage; *Minutes of C. E*, vol. 96, mémoire de M. Worthington.

M. Mallet a ensuite adopté un dispositif qui donne la faculté de modifier la position des deux leviers l'un par rapport à l'autre tout en les entraînant simultanément.

Le réglage des introductions relatives est nécessaire si l'on veut égaliser le travail des cylindres à tous les crans (5e fasc., n° 38); la fraction d'admission au grand cylindre ne peut diminuer en dessous d'une certaine limite, même pour une introduction à peu près nulle au cylindre admetteur.

Après le succès de ses premières machines, M. Mallet a étendu son système en France et au Nord de l'Espagne; M. Borodine l'a soumis en Russie à des essais complets (*Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, 1887), à la suite desquels une économie de 15 à 20 % fut constatée sur la consommation de vapeur et de combustible. M. Von Borries appliqua ensuite le système en Hanovre, où les résultats (économie de 13 à 20 %) confirmèrent les expériences russes.

La maison Schichau produisit, vers 1883, des locomotives compound dans lesquelles la valve de démarrage n'existait plus (*Engg.*, 1883-2-338) et où la mise en train était produite par une admission directe de vapeur au réservoir intermédiaire comme dans les machines marines ; un réducteur de pression était cependant employé pour éviter une trop grande fatigue des pièces du grand cylindre.

En 1878, M. Webb transforma en compound une machine ordinaire dans un but d'expérimentation; les résultats obtenus l'amenèrent, en 1881-82, à construire une machine qui a été le point de départ du type adopté au L. et N. Western, type extrêmement remarquable à beaucoup d'égards et qui s'écarte notablement des systèmes dérivés plus ou moins directement de celui de M. Mallet (97).

95. — *Valve isolante.* — Dans les machines ne comportant qu'un cylindre admetteur, le démarrage exige toujours une admission de vapeur au grand cylindre, l'échappement direct du cylindre admetteur à ce moment n'est pas nécessaire ; MM. Worsdell et Von Borries, à l'exemple de ce qui avait été fait par M. Mallet, ont établi une valve d'interception permettant de couper momentanément la communication entre les deux cylindres et la rétablissant automatiquement après quelques tours qui font monter la pression de la vapeur de décharge du petit cylindre.

La valve d'interception a pour objet de diminuer la contrepression

que produirait sur le petit piston la vapeur vive admise au grand cylindre, tout au moins pour les premières courses; elle est en général complètement automatique, c'est-à-dire que le machiniste manœuvre le régulateur comme dans une machine ordinaire.

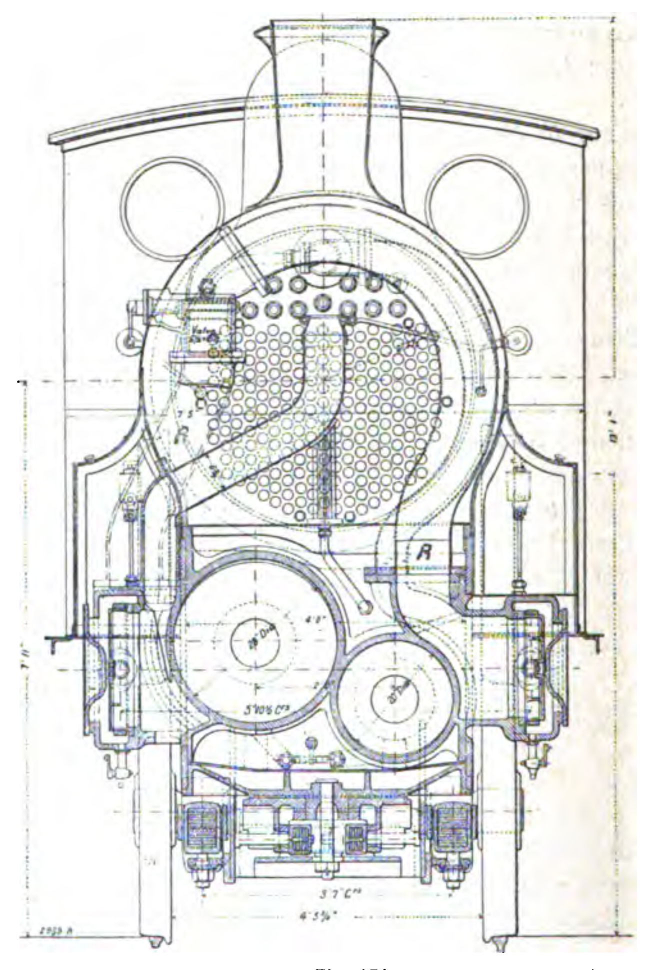


Fig. 174

La figure 174 (d'après *Engineering*, 1895-2-25) représente la disposition des cylindres des compound express les plus récentes du N. Eastern, dues à M. Wilson Worsdell, où l'on voit que le tuyau R d'échappement du petit cylindre, après avoir contourné la boite à fumée, aboutit (tracé

pointillé) à la chapelle de la basse pression. Sur le trajet en fer à cheval de ce conduit se trouve placée la valve d'interception : elle est ici à clapet; mais elle peut être à soupape, comme dans les figures 175 à 178

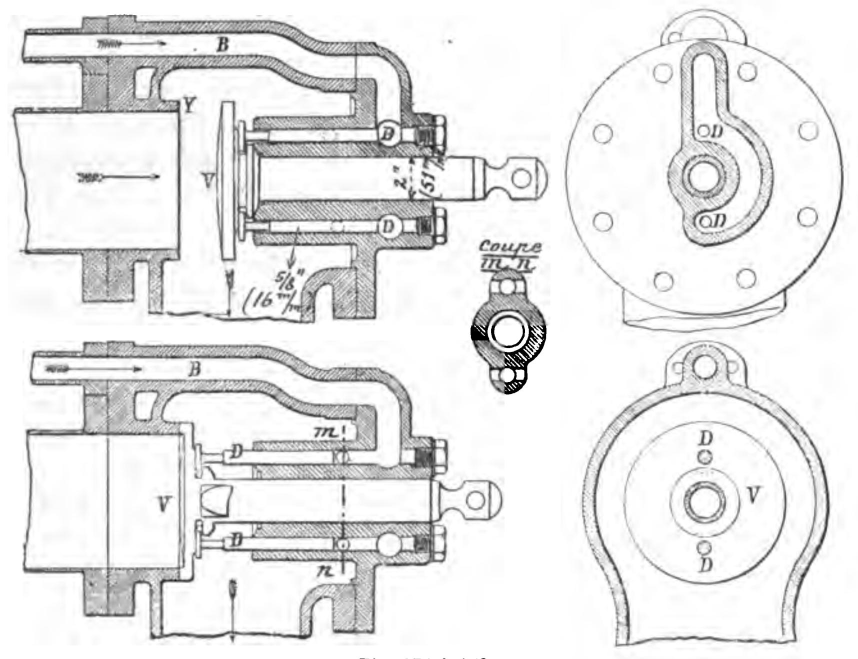


Fig. 175 à 178

(extraites d'un mémoire de M. Lapage à la Société des ingénieurs mécaniciens de Londres); la figure du haut représente la valve V ouverte, la machine étant dans son fonctionnement normal; la figure du bas représente cette valve fermée et disposée pour un démarrage : l'ouverture du régulateur découvre une petite lumière spéciale qui admet la vapeur dans le conduit B; la pression s'exerce sur les deux pistons D qui ferment la valve D par leur poussée, et qui découvrent en même temps les deux orifices *mn* par lesquels la vapeur étranglée arrive à pression réduite au grand cylindre. Bientôt, l'échappement du petit cylindre détache la valve V de son siège Y et la maintient dans la position ouverte à cause du fort diamètre de la tige.

La valve à clapet est basée exactement sur le même principe.

La figure 179 (d'après *Engg.*, 1889-1-21) représente une valve d'interception des établissements Schichau, à Elbing; le tiroir à grille D est

ouvert et en fonctionnement normal. Pour le démarrage, la vapeur vive vient par le tuyau *a* et en traversant les trous d'un piston exerce sa pression sur une tige cannelée de diamètre renflé qu'elle déplace vers le haut; le piston A découvre en même temps le conduit *f* et donne la vapeur nécessaire au démarrage; celle-ci est à une pression réduite d'après le rapport qui existe entre la section du piston B et celle de la tige cannelée. Après quelques tours, la vapeur de décharge du petit cylindre, dont la pression s'élève, agit sur le grand piston *c* et rétablit la valve D dans la position représentée sur la figure.

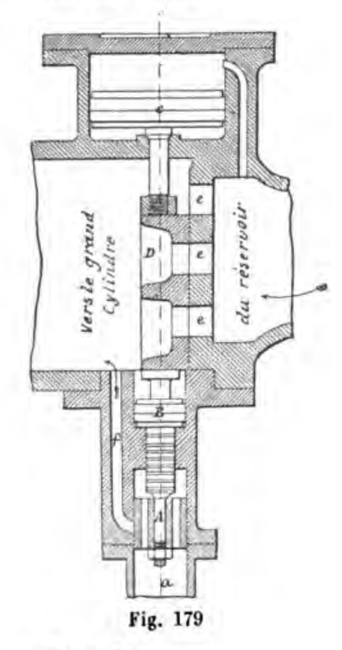


Fig. 179

Une autre forme de valve d'interception a été appliquée par la Société suisse de Winterthur à des machines du Jura-Berne-Lucerne (*Engg.*, 1890-1-138). La grande variété des moyens employés pour arriver au but n'est qu'une complication apparente provenant du grand nombre des solutions acceptables.

Dans les compound des chemins de fer bavarois, une prise de vapeur directe est amenée au réservoir intermédiaire chaque fois que le levier de changement de marche est à fond; mais un petit tiroir possédant un mouvement inverse de celui du piston à haute pression établit ou intercepte la communication entre les deux cylindres en temps opportun, de manière à donner toujours le plus grand couple de démarrage possible (*Engg.*, 1897-1-691).

96. — *Généralités sur les compound à deux cylindres.* — Le rapport des volumes des cylindres est choisi de manière à ce que l'on puisse égaliser autant que possible leurs travaux; sous ce rapport, le volume du petit cylindre est relativement plus grand que dans les machines à condensation; voici quelques exemples de dimensions:

	d	D	l	Rapport	Pression
1. Etat prussien, express.	420	600	580	2.04	12 atm.
2. — marchandises. . .	450	650	630	2.08	
3 N. Eastern, marchandises . . .	458	662	610	2.08	
4. N. Eastern, express	458	662	610	2.08	170 liv.
5. — —	510	715	665	1.96	180 liv.
6. Michigan Central (Shenectady). .	510	735	610	2.08	
7. Compagnie de Pittsburgh . . .	485	735	665	2.32	
8. Jura-Berne-Lucerne	450	640	650	2.02	11 atm.
9. Varsovie-St-Pétersbourg, express .	465	670	655	2.07	11

Ce tableau montre qu'il s'est rapidement établi une grande uniformité dans le choix des dimensions.

Le réglage s'est simplifié : on s'est contenté (Von Borries) de caler les leviers de suspension des coulisses sous un certain angle ; la marche en arrière est nécessairement un peu sacrifiée tout en restant satisfaisante ; on a obtenu ainsi pour les degrés simultanés d'introduction aux deux cylindres :

Haute pression	0.75	0.40	0.20
Basse pression	0.75	0.50	0.33

Au Jura-Berne-Lucerne, le même système donne :

Haute pression. .	0.76	0.60	0.51	0.41	0.31	0.20	0.18
Basse pression . .	0.80	0.66	0.59	0.51	0.42	0.29	0.20

M. T. W. Wordsell a employé dans ses premières compound la distribution Joy et a obtenu un réglage différentiel analogue à celui qui vient d'être indiqué par un léger déplacement des coulisses sur leur arbre d'orientation. Les figures 180 et 181 donnent deux séries de courbes d'indicateur relevées à différentes allures sur les machines mentionnées au tableau sous les numéros 3 et 4, l'une à marchandises, l'autre express, d'où il résulte que le partage des travaux est très satisfaisant à tous les crans.

D'après M. Lapage, la capacité du réservoir intermédiaire, formé par le tuyau et la chapelle de la basse pression devrait être égale au volume du petit cylindre, mais ce n'est là qu'une indication peu importante,

le volume du réservoir a peu d'influence sur le fonctionnement. (Voir 5e fasc.). Dans les locomotives compound, il convient de donner au ti-

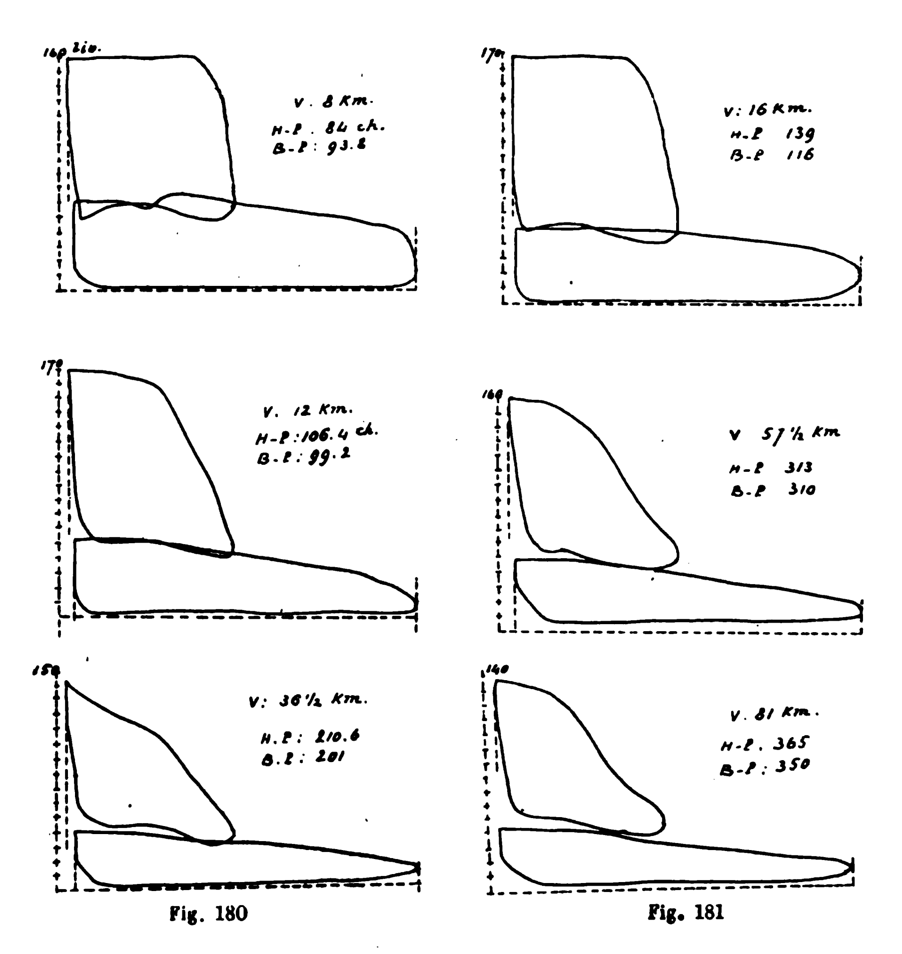


Fig. 180 Fig. 181

roir de la haute pression des recouvrements négatifs, pour éviter les compressions trop fortes (1).

1. Une machine compound d'un type tout à fait spécial dû aux ateliers Krauss a été mise en service en 1896 sur les chemins de fer Bavarois; elle est munie d'une paire auxiliaire de cylindres à diamètres égaux actionnant un essieu qui peut être soulevé et rendu inopérant ou qui, par l'intervention d'un piston à vapeur, peut être appliqué sur la voie et recevoir une portion de la charge. Ce mécanisme auxiliaire n'entre en fonction que sur les rampes. Voir pour la description de cette machine intéressante *Engineering*, 1897-1-691.

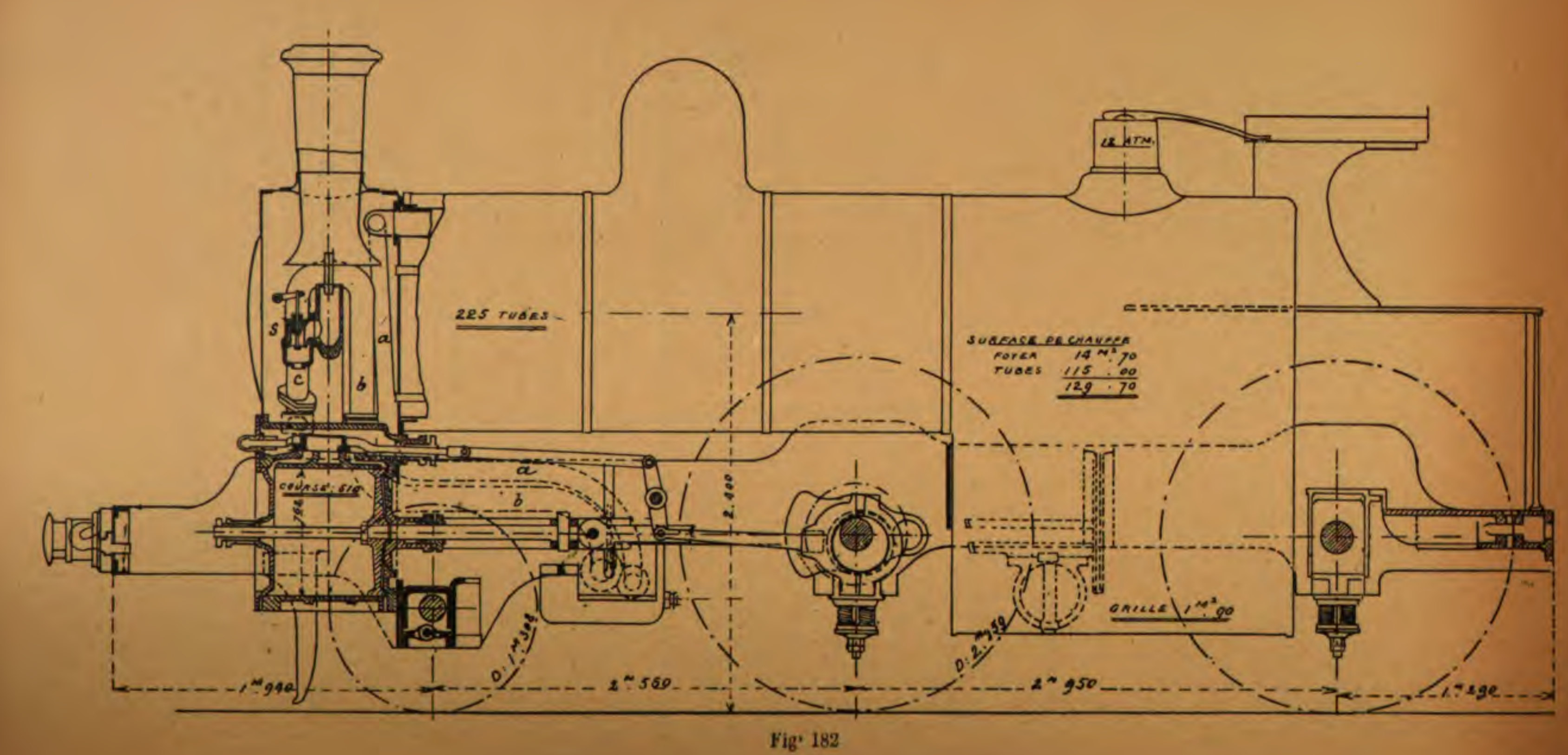
97. — *Système Webb du L. et N. Western* [1]. — Nous ne suivrons pas le système dans son développement successif, il est d'ailleurs resté le même dans ses grandes lignes, les diverses machines construites différant surtout par les dimensions et des détails secondaires. Le tableau suivant donne les dimensions caractérisques des types les plus récents :

	Teutonic express 1889	Greater Britain express 1891	Marchandises 4 essieux accouplés 1893
Nombre des tubes	225	longs 156 / courts 156	210
Diamètre extérieur.	48	54	48
Surface des tubes	115	128	127
— de la chambre de combustion		3.60	
— du foyer	14.7	11.2	10.6
— de chauffe totale. . . .	139.7	142.8	137.6
Pression.	12 atm.	12 atm.	12 atm
Cylindres Haute pression . . .	2 × 356	2 × 381	2 × 381
Cylindres Basse pression. . . .	762	762	762
Course des pistons.	610	610	610
Diamètre des roues motrices. . .	2m.159	2m.159	1m.359

Les figures 182 et 183 se rapportent au type de la première colonne du tableau, mais modifié dans quelques détails, et notamment dans la distribution. D'après ce diagramme, on voit que l'appareil moteur comporte deux cylindres extérieurs à haute pression attaquant l'essieu d'arrière par deux manivelles à angle droit, et un cylindre intérieur à basse pression monté dans l'axe sous la boîte à fumée et attaquant l'essieu intermédiaire.

Il n'existe d'autre connexion entre les deux machines que celle établie par le roulement des roues de même diamètre, c'est-à-dire que les bielles d'accouplement sont supprimées ; cet état de choses ne peut avoir aucun inconvénient sur le travail relatif communiqué aux deux essieux, car en supposant que les roues de l'un d'eux patinent, la pression du

1. V. *Engineering*, 1883-2-125, 1885-1-465, 1887-2-13, 1889-1-601, 1890-2-99, 1891-2-565, 1894-1-610, 1894-2-193, 1895-2-571.


225 TUBES
SURFACE DE CHAUFFE
FOYER 14 M² 70
TUBES 115 . 00
129 . 70
12 ATM.
GRILLE 1 M² 00
COURSE 616
a
b
S
C
2.400
D: 1 M 308
D: 2 M 150
1 M 990
2 M 560
2 M 950
1 M 290

Figr 182

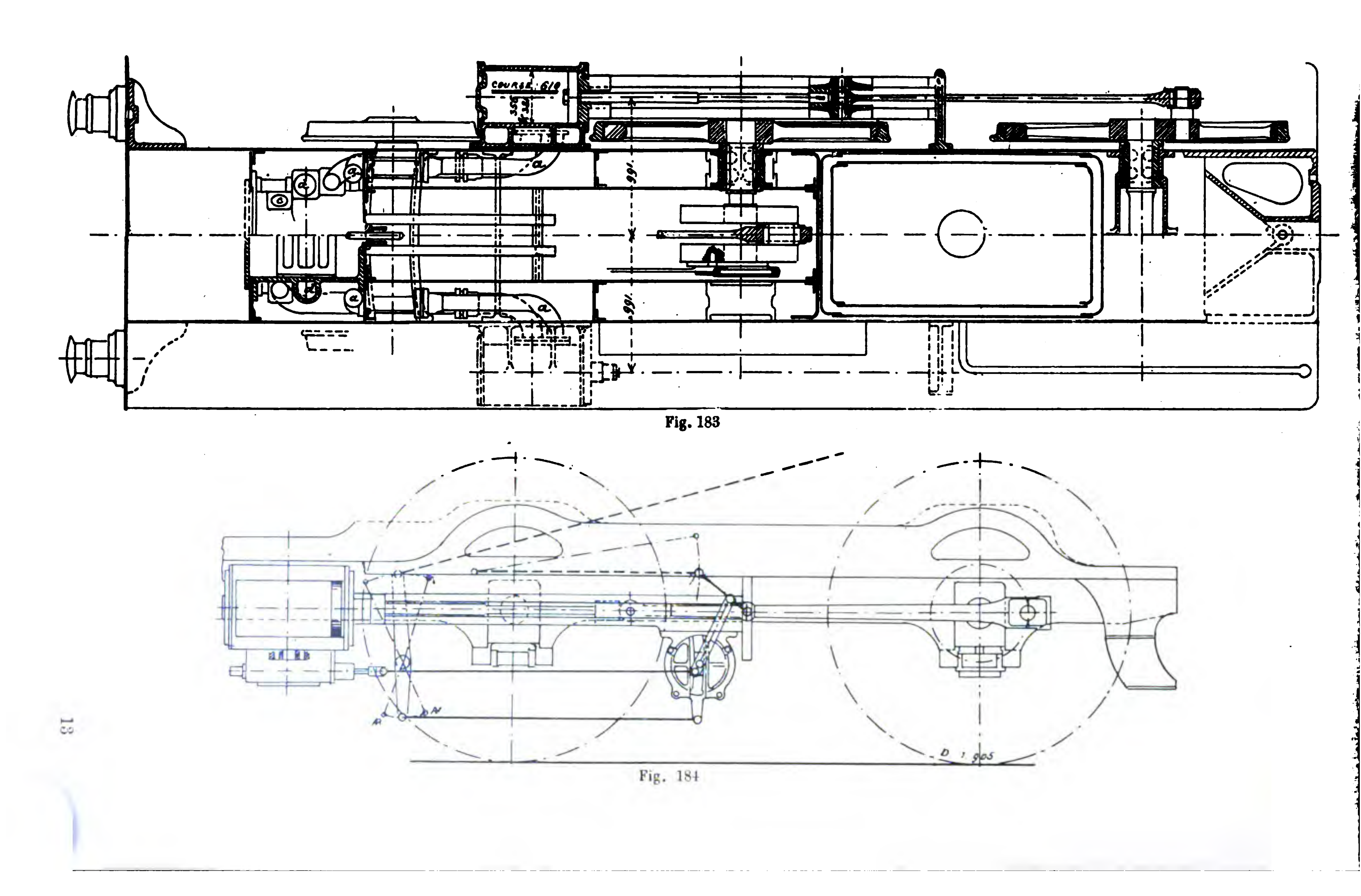


Fig. 183

Fig. 184

réservoir intermédiaire se modifie graduellement de manière à diminuer le couple communiqué à l'essieu qui tourne le plus vite.

Il résulte des dimensions données dans le tableau que le rapport des volumes des deux cylindres à haute pression réunis et du cylindre à basse pression est le même que dans les compound à deux cylindres, soit 1/2 environ.

Comme il y deux cylindres admetteurs, le démarrage est toujours assuré; toutefois, pour diminuer la contrepression au départ, le réservoir intermédiaire, qui comprend la chapelle de la basse pression et les deux tuyaux d'échappement des petits cylindres, est mis en communication directe avec la tuyère par une soupape que manœuvre le machiniste. Pour éviter toute augmentation anormale de pression pendant la marche, le réservoir est muni d'une soupape de sûreté qui se soulève à 5 atmosphères environ. Dans les figures 182 à 185, les tuyaux de prise

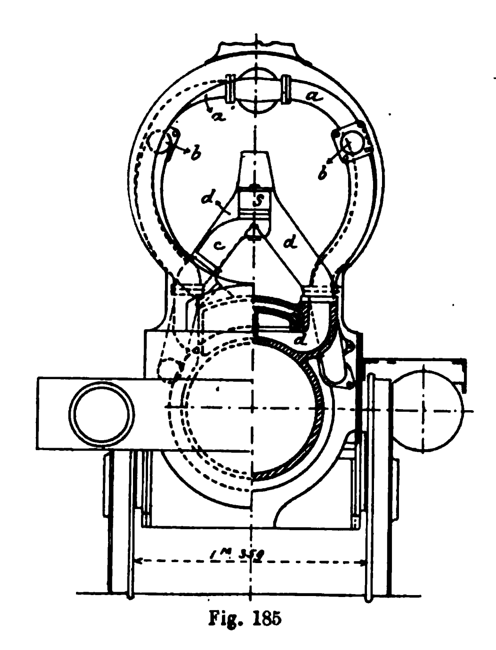


Fig. 185

de vapeur des petits cylindres sont désignés par *a*, les tuyaux d'échappement *b* se relèvent en fer à cheval dans la boîte à fumée, *c* est la communication avec la tuyère pour l'échappement direct; *d* est l'échappement en deux branches du cylindre à basse pression, S est la soupape d'échappement auxiliaire.

Les machines express de M. Webb sont remarquables au point de vue de leur bâti et du mécanisme. La présence d'un seul cylindre dans l'axe a laissé beaucoup d'espace disponible pour augmenter la portée des coussinets des boîtes à graisse et de la bielle, dont les surfaces se rapprochent de celles que l'on donne aux machines fixes. Dans le type *Teutonic*, le châssis est doublé par un cadre intérieur (fig. 183), les boîtes du second essieu sont montées entre les deux cadres; cette disposition rapproche beaucoup les ressorts d'un même essieu, ceux-ci doivent donc être plus raides, ils se composent de quatre hélices placées sous chacune des boîtes. C'est dans ces machines que l'on a donné à l'essieu porteur de l'avant les boîtes rayonnantes à ressorts de rappel déjà décrites (nº 85, fig. 139 *ante*).

Dans ses premiers types, M. Webb a fait un fréquent usage des distributions radiales, mais dans le spécimen représenté, la distribution Joy n'est plus employée que pour les cylindres à haute pression (fig. 184); le tiroir de la basse pression est mû par un seul excentrique avec balancier de renvoi (fig. 182-183), cet excentrique est entraîné par butée soit pour la marche en avant, soit pour la marche en arrière, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de coulisse (5e fasc. nº 92), et que la fraction d'introduction est constante. Dans les types les plus récents, la distribution Joy a été complètement abandonnée.

Le type *Greater-Britain* ou *Queen Empress* diffère surtout du précédent par la chaudière, dont le faisceau tubulaire est en deux longueurs, séparées par une chambre de combustion; le train de roues est augmenté d'un essieu porteur à l'arrière, les cylindres à haute pression sont légèrement augmentés en diamètre; les vues photographiques du chapitre VII que nous devons à l'obligeance de M. Webb, donnent une idée d'ensemble de ces belles machines.

Au point de vue de l'économie, le système Webb est sans doute équivalent aux autres compound, mais l'auteur a constamment poursuivi un autre objectif, à savoir la suppression des bielles d'accouplement et le développement des surfaces frottantes. Le dédoublement du cylindre à haute pression assure le démarrage sans valve d'interception et sans prise de vapeur spéciale; en fait, le démarrage de ces machines est très satisfaisant, certains types de machines-tender sont même employés sur les lignes de la banlieue de Londres pour des trains qui s'arrêtent et démarrent constamment. M. Webb est resté fidèle au système à trois cylindres pour les machines à marchandises à quatre essieux, mais

la disposition du train de roues l'a obligé à faire agir les trois cylindres sur le même essieu, et par conséquent à conserver les bielles d'accouplement. Cependant, cet essieu est à tout prendre moins fatigué que celui d'une machine ordinaire de même puissance; les deux manivelles extérieures sont à angle droit, le coude central actionné par la basse pression est à 135 degrés sur chacune des manivelles (*Engg.*, 1885-2-571); la Compagnie L. et N. Western construit en ce moment même de nouvelles machines à marchandises compound. [1]

98. — *Autres systèmes.* — Divers groupements de cylindres ont été proposés en France, en dehors de celui que M. Mallet avait employé dès le début; ainsi on a composé l'appareil moteur de quatre cylindres groupés deux à deux en *tandem*, mais ce système n'a pas prévalu pour les nouveaux types.

Nous signalerons comme particulièrement intéressant le type à trois cylindres du Nord, construit en 1886, avec cylindre unique à haute pression de 432 millimètres de diamètre et deux cylindres extérieurs agissant sur deux manivelles à angle droit l'une sur l'autre, et à 135 degrés sur le coude central. Une disposition spéciale du tiroir de la haute pression permet de laisser passer directement la vapeur de la chaudière aux cylindres à basse pression (V. *Rev. G. des chemins de fer*, 1889 et *Engg.*, 1889-2-654).

Le système qui semble actuellement le plus répandu en France (Nord, P.-L.-M., Midi) est celui à quatre cylindres. Les machines express du Nord (fig. 186, d'après *Engineering*, 1893-1-174) ont deux cylindres à haute pression extérieurs attaquant l'essieu d'arrière par deux manivelles à angle droit, et deux cylindres à basse pression intérieurs attaquant les coudes également à angle droit de l'essieu précédent. Les deux essieux rendus moteurs sont néanmoins accouplés, et il existe une relation invariable entre les calages des manivelles des deux essieux : pour les deux cylindres qui sont du même côté du plan médian, les manivelles font un angle de 162 degrés; c'est afin de faciliter le démarrage dans certaines positions spéciales que cet angle n'a pas été pris égal

1. Il a été dit quelquefois qu'il était peu rationnel de diviser en deux le cylindre à haute pression qui est le plus petit; c'est une objection qui nous paraît peu fondée, il n'y a aucune raison pour que tous les cylindres d'une compound aient des diamètres égaux; la pression réduite du grand cylindre mitige les inconvénients des grandes dimensions; au point de vue du lacet, l'arrangement de M. Webb est assez avantageux, puisque les pièces des petits cylindres jouent seules un rôle perturbateur.

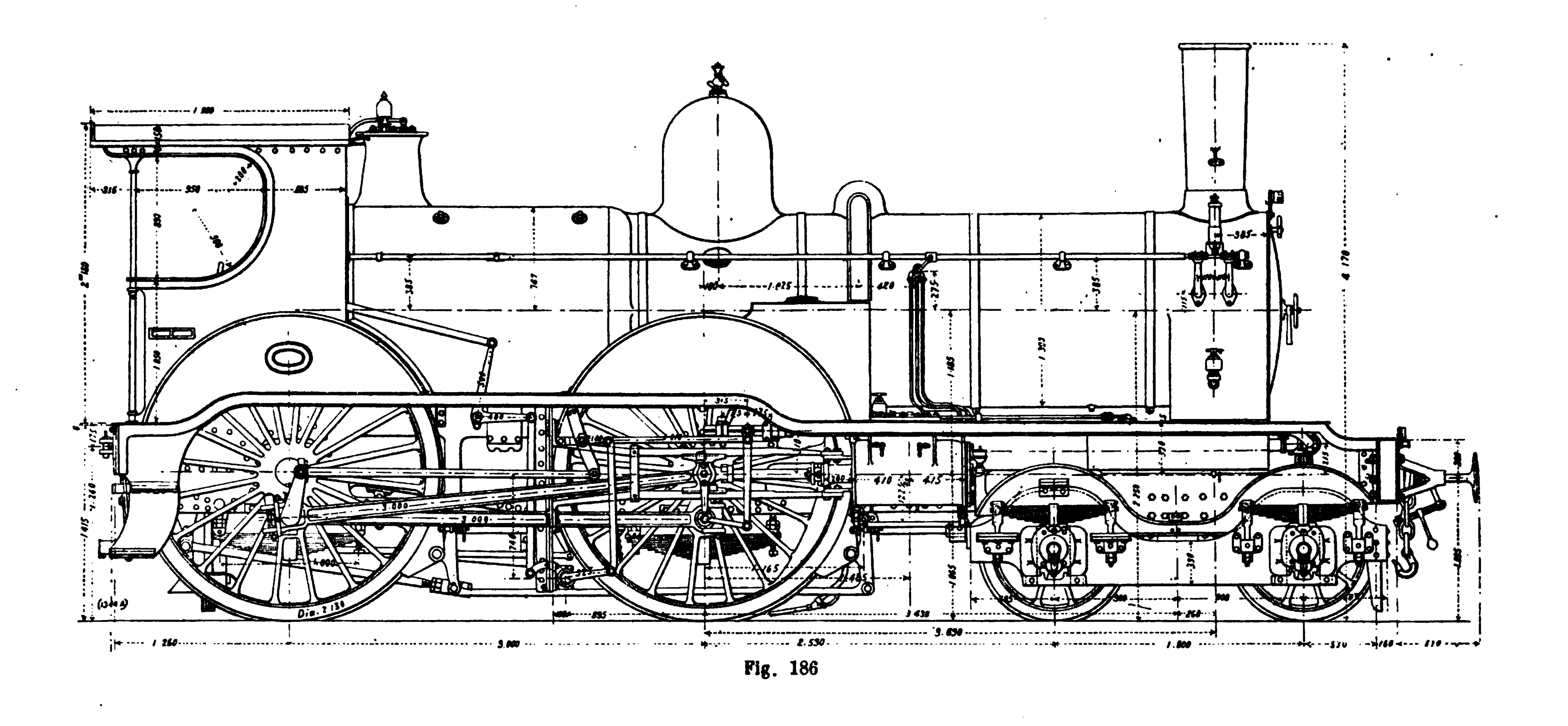


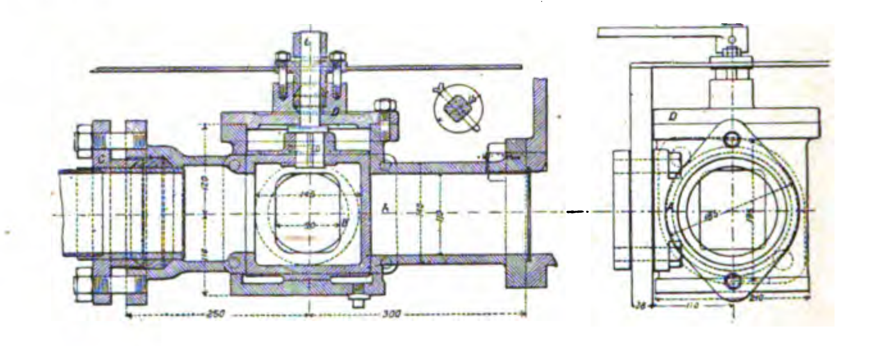
Fig. 186

à deux droits, valeur qu'il eût été naturel d'adopter au point de vue des forces perturbatrices.

Les dimensions des cylindres sont :

Diamètre des cylindres à haute pression	340
— basse —	530
Course des pistons.	640
Rapport des volumes	2.42

La pression de marche est de 14 kilogrammes par centimètre carré.



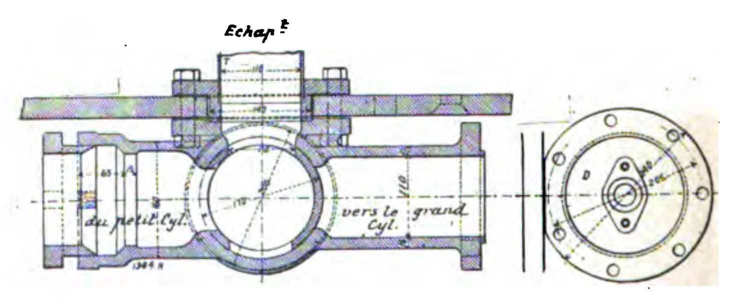


Fig. 187 à 190

Un robinet à trois voies (fig. 187 à 190) est interposé dans le tuyautage de communication entre les groupes de haute et basse pression, et permet, d'après son orientation qui est faite par un cylindre à vapeur :

1° le fonctionnement indépendant des cylindres à haute pression, les cylindres à basse pression étant rendus inopérants ;

2° le fonctionnement indépendant des deux groupes avec admission de vapeur à pression réduite au groupe de basse pression ;

3° le fonctionnement du groupe à basse pression seulement avec de la vapeur à pression réduite;

4° le fonctionnement compound ordinaire.

Il y a deux appareils de changement de marche à vis qui peuvent être manœuvrés ensemble grâce à une connexion par roues dentées, tout en permettant le réglage relatif.

Le fonctionnement indiqué ci-dessus (2°) donne au démarrage un effort de 10 tonnes mesuré au dynamomètre.

La Compagnie P.-L.-M. a construit depuis plusieurs années des compound à marchandises à quatre essieux accouplés avec deux cylindres admetteurs intérieurs (360 × 650) attaquant le troisième essieu, et deux détendeurs extérieurs (590 × 650) attaquant le deuxième essieu; le timbre est de 15 kilogrammes.

Le rapport des volumes (2.67) est encore plus grand que celui des machines du Nord, qui dépasse assez notablement la valeur habituelle; cette augmentation marche de pair avec celle du timbre. La figure 191

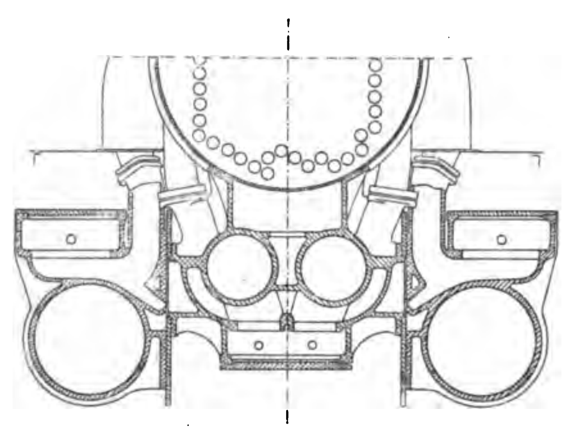


Fig. 191

(d'après M. Sauvage), donne les sections à travers les cylindres par des plans transversaux; les cylindres à basse pression sont à l'extrême avant, au delà de la boîte à fumée, les tuyaux de communication, qui forment le réservoir, sont relevés en fer à cheval dans la boîte à fumée.

Les machines express de la Compagnie P.-L.-M. sont également à quatre cylindres disposés comme dans le type du Nord avec les dimensions suivantes :

Diamètre des cylindres à haute pression	340
— basse —	540
Course des pistons	620
Timbre	15k

Une description complète de ces machines a été donnée par M. Baudry dans la *R. G. des Chemins de fer*, avril 1893.

Enfin, nous pouvons rapprocher de ces types ceux des chemins de fer du Midi (fig. 224 plus loin), les cylindres ont 350 et 550 sur 640 millimètres de course. Il s'agit donc toujours bien de systèmes à peu près identiques; dans les distributions, il est fait un fréquent usage du mécanisme de Walschaerts qui permet de relever les chapelles sans aucune complication. C'est dans les compound françaises que l'on trouve les plus hautes pressions employées aujourd'hui.

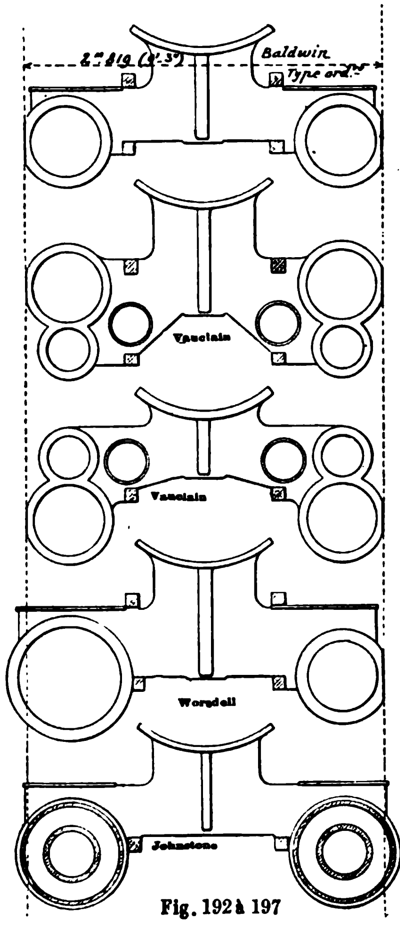


Fig. 192 à 197

Nous n'aborderons pas ici la description des systèmes américains assez nombreux dans lesquels on fait un fréquent usage des valves spéciales automatiques ou non [1], nous mentionnerons comme spécimen assez répandu aux Etats-Unis les compound à quatre cylindres de Vauclain, directeur des ateliers Baldwin, dont les nombreux types sont bien connus en Europe depuis l'exposition de Chicago. Les figures 192 à 197 indiquent deux dispositions de ce système comparées au point de vue du gabarit avec les compound à deux cylindres.

Dans chaque groupe les cylindres à haute et basse pression sont

1. *Brooks, tandem, Engg*, 1893-2-754, *Schenectady*, 1894-1-345; *Rhode Island*, 1894 1-311; *Pittsburgh*, 1894-2-72.

venus de la même pièce de fonte, ils ont un distributeur cylindrique commun, leurs axes sont parallèles, et les tiges des deux pistons attaquent la même crossette; il y a un groupe semblable de chaque côté de de la machine appliqué à l'extérieur du longeron. Si l'on considère que les efforts sur les deux pistons peuvent être très inégaux, et ils le sont surtout au démarrage, on voit que les patins de guidage sont soumis à un couple important ; c'est pour atténuer cet effet que ces patins sont très longs et que les guides ont de fortes sections.

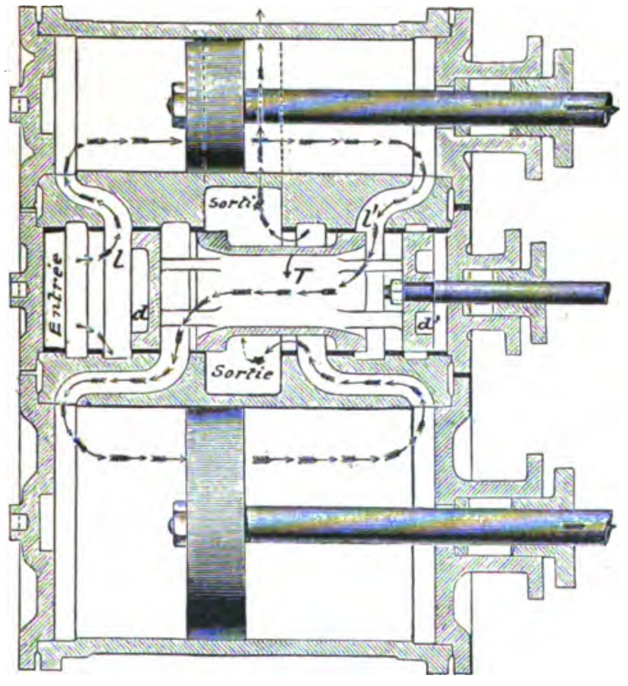


Fig. 198

La valve de distribution (fig. 198), est fort ingénieusement disposée ; elle comprend deux disques *d d'* qui jouent le rôle des barrettes d'un tiroir à coquille ordinaire relativement aux lumières *l l'* du petit cylindre, et un tiroir cylindrique T, qui est relié à ces disques et qui effectue la distribution au grand cylindre, tout en fournissant par son creux central un passage à la vapeur qui se transvase en se détendant du petit au grand cylindre. Pour le démarrage, une valve non représentée permet le passage d'une face à l'autre du petit piston, celui-ci est donc

inopérant, et la pression, réduite par la faible dimension du conduit, s'établit sur le grand piston.

Les courbes d'indicateur (fig. 199 et 200), ont été relevées sur une machine à trois essieux accouplés à des vitesses et des admissions différentes ; pour les fortes introductions, le fonctionnement ne diffère pas

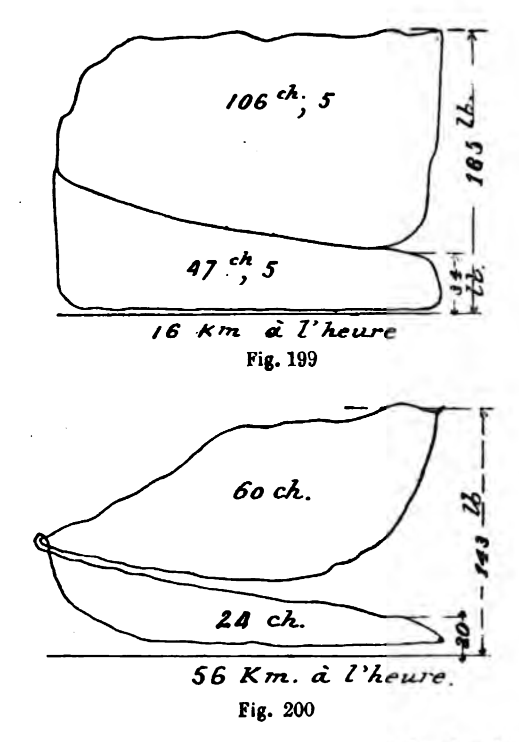


Fig. 199

Fig. 200

du système Woolf, c'est-à-dire que la pression la plus basse au petit cylindre correspond à celle de la vapeur détendue au volume final du grand cylindre ; pour les faibles introductions, les diagrammes se rapprochent davantage de ceux des machines à réservoir (5e fasc.). Le travail est très inégalement partagé sur les deux tiges, mais cette inégalité n'affecte que l'état de sollicitation des guides.

Dans le système Vauclain, les cylindres à haute pression sont relativement plus petits que dans les autres compound ; les courbes d'indicateur montrent que le travail de ces cylindres est néanmoins exagéré, ce qui provient du régime des pressions dans le réservoir ; ainsi dans un type d'express à foyer Wootten, les cylindres ont :

Haute pression, diamètre	330
Basse — —	560
Course commune	610
Rapport des volumes	2.85

La pression ordinaire de marche est de 180 livres (12 atm).; le système est appliqué à tous les services, le spécimen qui comporte les cylindres les plus forts est une machine à dix roues couplées précédées d'un bissel, pesant 90 tonnes en ordre de service sans son tender; les cylindres ont 406 et 686 de diamètre avec 711 millimètres de course ([1]).

99. — *Appréciation du système compound.* — Il n'est pas douteux que le système compound procure une économie de vapeur qui se chiffre différemment suivant la charge, mais qui peut s'élever dans certains cas jusqu'à 15 pour cent ([2]), ce n'est pas toutefois cette économie qu'il y a lieu de considérer, mais la diminution de dépense relativement au poids utile remorqué dans les mêmes conditions de vitesse; or, à *production de vapeur égale*, la locomotive compound ne pèse pas sensiblement plus que la machine ordinaire, et pour la même distance à franchir sans renouvellement d'eau et de combustible, le tender et les approvisionnements sont les mêmes dans les deux cas; l'augmentation de puissance à la jante se traduit donc par une augmentation égale de la *charge utile* remorquée. D'après les considérations développées au n° 35, c'est surtout en rampe que le bénéfice relatif du système compound s'accentue, ou bien dans tous les cas où le poids de la machine et du tender représente une forte fraction du poids total ; pour un train de marchandises lourd à petite vitesse sur ligne de niveau, l'avantage relatif du système compound tend vers une limite qui ne peut jamais être cependant en dessous du bénéfice par cheval indiqué.

Les différences dans le trafic et le profil des lignes suffisent déjà à expliquer certaines divergences sur le *quantum* de l'économie procurée par le système ; on cite sur ce point les chiffres suivants :

1. Recueil publié par les ateliers Baldwin lors de l'Exposition de Chicago. Voir pour description détaillée de divers types ainsi que pour les cylindres et la distribution : *Engineering*, 1893-2-172, 238, 301 ; les *Locomotives en Amérique* par *Grille* et *Laborde*; une série d'articles de grand intérêt dans *Zeitschrift des V. D. I.*, 1893.

2. La pression plus ou moins élevée de marche affecte évidemment l'économie, de même que les précautions prises pour éviter les pertes de charge entre les deux cylindres, la section des canaux, etc.

Chemins de fer russes (Urquhart).	18.96 0/0
Allemagne, marchandises	17 à 21 »
— trains omnibus.	17 »
— trains express	14.5 »
North-Eastern, express.	2 à 6.5 »
— marchandises	4 à 22.4 »
Chemins de fer Saxons, marchandises . . .	18 »
Chemins de d'Irlande, voyageurs.	11.7 à 14.1 »
Great-Eastern, économie moyenne de 11 compound et de 7 machines ordinaires. . . .	13 »
Banlieue de Londres (Webb)	25 »

L'essai le plus direct qui ait été fait est celui dans lequel M. Webb a fait circuler en même temps sur deux lignes parallèles du L. et N. Western entre Crewe et Stafford deux trains de marchandises de poids égal (690 tonnes sans machine ni tender), remorqués par des machines des deux systèmes, les machinistes ayant ordre de ne pas se devancer; de cette manière l'influence du vent était éliminée de même que l'effet des conditions atmosphériques sur l'adhérence. Deux voyages en sens direct ont été suivis du retour en sens contraire, pour lequel les machines ont été interverties. L'économie en faveur du système compound a été de 23,38 pour cent, allumage déduit; l'économie d'eau a été de 24,5 pour cent. La traction sur la barre d'attelage a été plus uniforme pour la machine compound (système à trois cylindres attaquant le même essieu), le maximum d'effort relevé a été de 6,6 tonnes, tandis qu'il a atteint 7,25 tonnes pour la machine ordinaire, remorquant le même train à la même vitesse comme il a été dit ci-dessus. La dépense d'huile totale est en général diminuée pour les compound.

Un autre élément d'appréciation doit d'ailleurs entrer en ligne de compte pour la locomotive, les dépenses dues aux réparations et au capital immobilisé par le séjour à l'atelier sont une fraction importante des dépenses d'exploitation, toujours comparable à la somme dépensée en combustible; ces deux facteurs des frais d'exploitation ne restent pas dans le même rapport pour tous les réseaux, le prix du charbon affecte beaucoup le poste-combustible (¹). Voici à ce sujet quelques chiffres :

	L. Brighton 1895	N. Eastern 1894
Dépense par locomotive et par an pour toute l'exploitation combustibles. .	6410 fr.	4850 fr.
Intérêts, amortissement et réparations.	4230	7200

1. le prix du charbon par tonne varie de 55 à 70 francs à Lahore, le prix moyen des chemins de fer de l'Etat belge a été de 7 fr. 33 pour l'année 1895, il était tombé à 4 fr. 70 en 1887 après avoir été de 17 fr. 45 en 1874.

Pour la Compagnie L. et N. Western, les chiffres comparatifs sont pour toute l'exploitation :

	1er sem. 1884	2e sem. 1884
	—	—
Combustibles et eau	3.700.000 fr.	3.600.000 fr.
Intérêt, amortissement et réparations .	4.900 000 »	4.750.000 »

Les Crampton de l'Est français, renommées pour leur excellent service, ont donné lieu à une moyenne annuelle de dépenses qui se chiffre par 0 fr. 20 par train-kilomètre pour le combustible, et par 0 fr. 12 pour l'entretien.

La comparaison des dépenses entre les exploitations est délicate, parce que la comptabilité ne fait pas toujours rentrer les mêmes éléments dans les mêmes postes, nous pouvons cependant en tirer cette conclusion que dans les districts où le combustible est assez cher (L. Brighton, Est français), la dépense en charbon dépasse celle de l'entretien, et *vice versa*, et qu'en résumé il importe autant pour l'économie des frais de traction, de diminuer les réparations que la consommation de combustible [1].

Or, sous ce rapport aussi, la machine compound paraît dans l'ensemble se détériorer moins que la machine ordinaire, les glaces fatiguent moins par l'usure et doivent être moins fréquemment redressées ; tout le mécanisme de commande de la distribution est dans le même cas, on a constaté au Hanovre-Minden (d'après Lapage) une diminution de 6 pour cent des frais de réparation pour la même distance parcourue, la comparaison a porté sur quatre années.

Enfin, un dernier point de vue est celui de la puissance limite des machines ; il devient de plus en plus difficile d'augmenter encore la surface des chaudières et la puissance du mécanisme dans l'espace restreint imposé par l'écartement des rails et les rayons des courbes, la diminution de consommation est le dernier moyen qui se présente pour tirer d'un appareil de même poids une puissance plus grande. Le fractionnement des cylindres et certaines dispositions permettent même de multiplier les surfaces frottantes relativement à l'effort qu'elles ont à supporter.

Tout perfectionnement de la distribution tendrait d'ailleurs au même but par l'atténuation des défauts du cycle, et l'application des mécanis-

1. M. W. Forsyth (*Railroad Gazette*, 14 mai 1897), confirme que sur les chemins de fer américains, la dépense d'entretien des locomotives est à peu près équivalente à celle du combustible.

mes du genre Corliss ou de leurs dérivés a été essayée par quelques ingénieurs (88). Il faut bien dire cependant que ces adaptations négligent les principes cinématiques qui donnent aux machines Corliss leurs plus belles qualités, et notamment cette loi spéciale du déplacement des obturateurs qui les rend à peu près immobiles pendant des périodes importantes de la rotation de l'arbre (5e fasc., n° 105). Quelques ingénieurs attribuent à l'élévation de la pression initiale une influence prépondérante sur la consommation, et restent partisans des machines à cylindres indépendants avec des pressions de 10 à 12 atmosphères (Drummond, *Minutes of C. E*, 1897-97, *Part. I*). Les essais poursuivis sur le *Caledonian* auraient donné une économie de 31 % en passant de la pression de 150 à celle de 200 livres ; malheureusement les consommations ont été calculées d'après des courbes d'indicateur, l'auteur admet que l'effet des parois est nul dans la machine locomotive ; nous donnons son opinion sans commentaire.

D'après M. Von Borries, le nombre des locomotives compound se répartissait en 1893 de la manière suivante :

Système Mallet	150
— Worsdell-von Borries . .	1650
— Webb	150
— Vauclain.	250
Autres systèmes	50

(Voir le rapport de M. Aspinall sur les locomotives à grande vitesse, *Bulletin* de la C. I., du Congrès des chemins de fer, juin 1895).

CHAPITRE VI

Tender et Approvisionnements.

100. — *Capacité.* — La description générale du tender a été donnée au numéro 7; il nous reste peu de chose à y ajouter. La provision d'eau est plus facile à renouveler en cours de route que celle de combustible, aussi la quantité de charbon emmagasinée est-elle souvent à peu près double de celle qui suffirait pour vaporiser le volume d'eau des caisses. Les caisses à eau sont souvent disposées en fer à cheval, le combustible est logé entre les branches.

Pour les services de marchandises où il y a de fréquents arrêts, le volume d'eau est relativement moindre; il en est de même sur certaines lignes parcourues par de grands express où l'on remplit les tenders en pleine marche. Cette dernière disposition, employée d'abord par M. Ramsbottom au L. et N. Western, est en usage au « Pennsylvania », (*Engg.* 1881-2-652), au Great Western, où le trajet de Londres à Exeter soit 312 kilomètres est franchi sans arrêt en faisant deux prises d'eau en route, au Lancashire and Yorkshire, au N. Eastern entre Newcastle et Edimbourg.

Pour les grands express, une provision d'eau de 14 à 15 tonnes permet de franchir 130 kilomètres; le trajet Bruxelles-Ostende est de 123 kilomètres, les tenders prennent 14.000 litres d'eau.

Voici quelques données sur la contenance des soutes et les poids de divers tenders; la charge maximum par essieu est de 12 à 13 tonnes; les tenders de plus de 25 tonnes de poids total sont donc à 3 essieux, excepté dans les machines américaines, où le poids est ordinairement réparti sur deux bogies à deux essieux chacun.

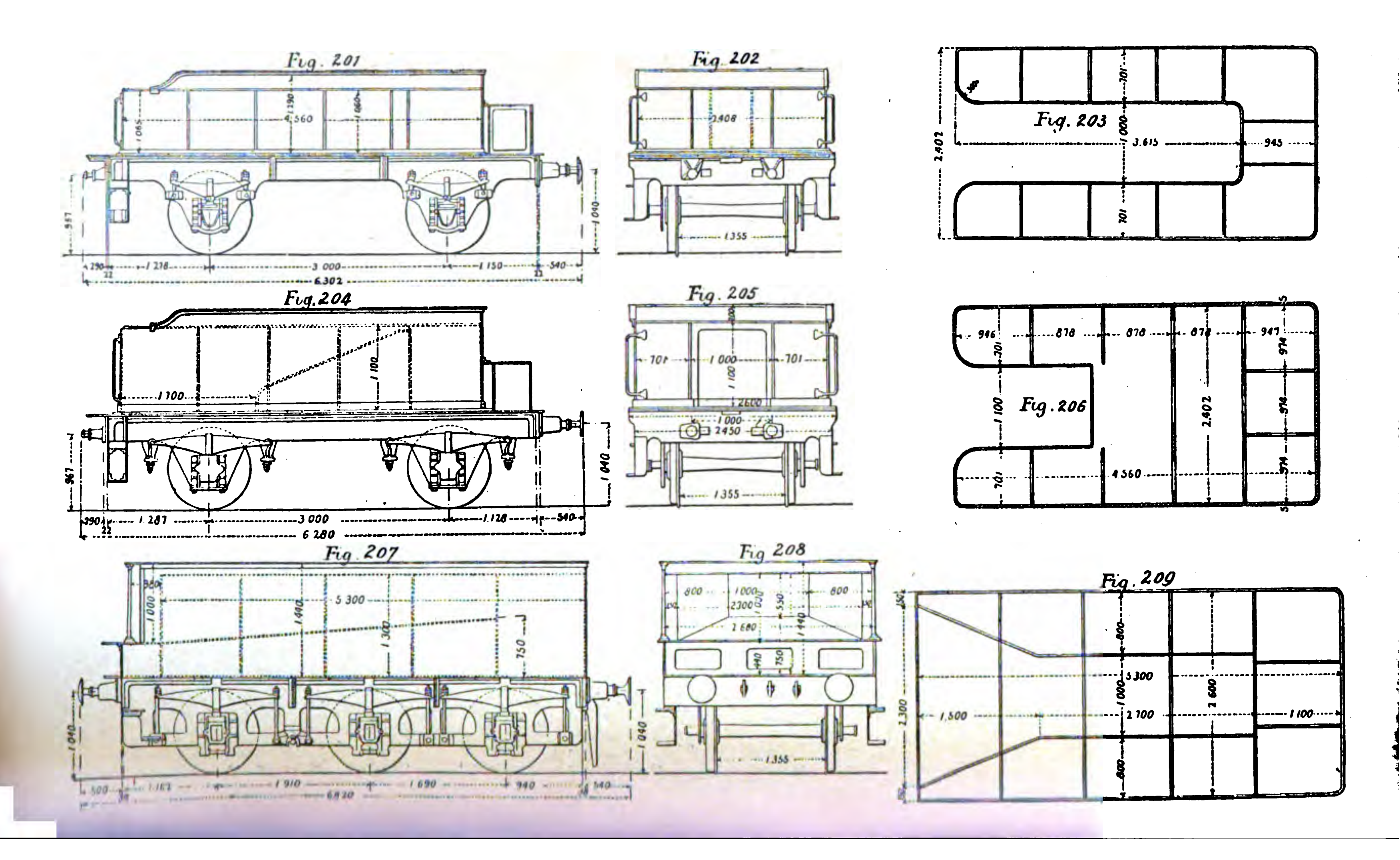


Fig. 201
4.560
1.190
1.060
1.065
967
1.040
290
1.238
3.000
1.150
540
22
6.302
Fig. 202
2408
1.355
Fig. 203
2.402
701
1.000
3.615
945
Fig. 204
1.100
1.700
967
1.040
390
1.287
3.000
1.128
540
22
6.280
Fig. 205
701
1.000
1.100
2600
2450
1.355
Fig. 206
946
878
878
878
947
914
914
914
701
1.100
701
2.402
4.560
Fig. 207
5.300
1.000
1.440
1.300
750
1.040
500
1.183
1.910
1.690
940
540
6.830
Fig. 208
800
1.000
2300
550
1.440
1.680
800
440
750
1.355
Fig. 209
800
3.300
1.000
2.100
2.600
1.100
800
1.500
2.300

CONTENANCE ET POIDS DE DIVERS TENDERS

	CONTENANCE des soutes en litres	POIDS de houille en kilogrammes	POIDS MORT du tender en tonnes	POIDS TOTAL en charge
Orléans, express, type ancien. .	10000	2000	11.1	23.1
» marchandises.	7000	4000	10.5	21.5
Paris-Lyon-Méditerranée express. . . .	10000 à 12000	4000		
Baldwin, voyageurs. .			10.7	21.5
Great-Eastern, marchandises	11800		16.7	
» express .			17.5	33.5
Glasgow et N. Western	9500	3000	14.5	27
Pennsylvania (alimenté en marche). . . .	8700	5000	11.8	25.5
Machine améric. express	13800			31.7
Etat-Belge	7500		Fig. 201 à 203	d'après *Engineering*
»	9000		» 204 à 206	
»	14000		» 207 à 209	
»	14000	3000	14.9	31.9
Uleaborg.	4500	2000 (bois)	6.7	13.2
Caledonian express. .	12800	5000	12.2	30.0
Canadian Pacific . .	13500	10000	14.8	
Great-Northern, express	13000	5000		33.8
Midland, express . .	14500	2000	19.9	
Nord français, express.	14000	4000	15	33
Northern Pacific . .	16000			34
Baldwin			13.4	32.7
»			15.3	36.5
»			15.3	40.5
»			16	38.5
Brooks			15.4	38.5

101. — *Attelage entre la machine et le tender.* — L'attelage ordinaire consistant en une barre centrale avec chevilles de jonction à chacune de ses extrémités est le plus fréquent. Lorsque la barre est en place, elle est maintenue en tension par les butoirs du tender qui appuient contre la traverse d'arrière. Sur les pentes, dans la marche à contre-vapeur, ou par l'application des freins que peut porter la machine, la tension dans la barre diminue de tout l'effort qui tend à rapprocher la machine du tender; pour éviter qu'elle ne soit comprimée si cet effort venait à dépasser la bande initiale appuyant les tampons, on donne du jeu à

l'une ou aux deux têtes de la barre d'attelage. On facilite l'accrochage et on règle mieux le serrage des tampons en disposant un tendeur à vis sur la barre comme dans l'attelage de l'Est (fig. 210 et 211, d'après M. Sauvage). On emploie quelquefois des systèmes plus compliqués dans le but de faciliter le passage en courbe; ainsi, dans l'attelage Edmond

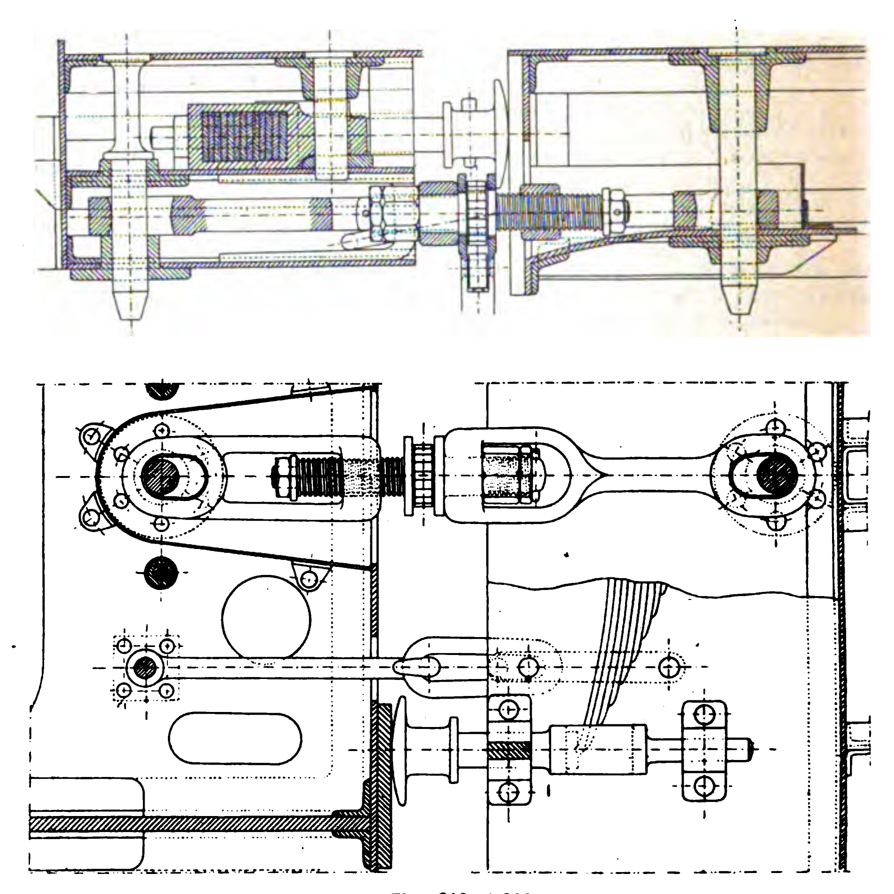


Fig. 210 et 211

Roy de l'Ouest français (fig. 212, d'après M. Sauvage), la barre d'attelage est toujours maintenue en tension constante par un ressort réglé au moyen d'un tendeur, mais les tampons sont rigides, et le contact a lieu par des surfaces sphériques dont le centre est à l'articulation de la barre avec la machine.

Dans le cas ordinaire, la flexibilité de l'attelage est combattue par la compression du tampon qui se trouve vers l'intérieur de la courbe. Les deux systèmes se comportent différemment au lacet, mais l'étude à ce point de vue en serait assez compliquée.

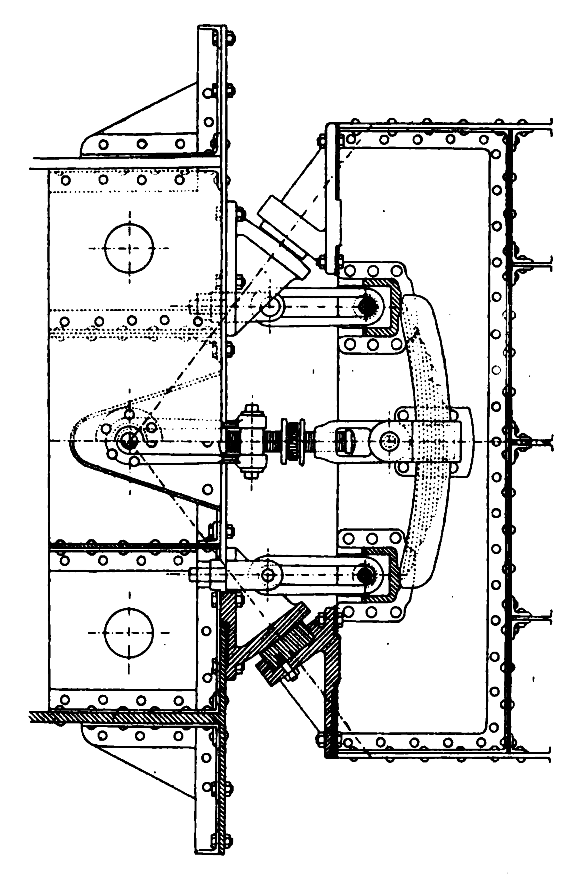


Fig. 212

L'attelage comprend toujours deux chaînons de sûreté qui entrent en action en cas de rupture de la barre ou de ses boulons.

Parmi les attelages conçus en vue de faciliter le passage en courbe nous mentionnons encore le système Polonceau, dans lequel la machine est reliée au tender par une combinaison qui rappelle absolument l'attelage du cheval : deux tirants articulés de part et d'autre de l'axe

vers le milieu de la longueur du châssis reportent l'effort de traction aux deux extrémités d'un balancier horizontal à l'arrière de la boîte à feu; le milieu de ce balancier est enfin en connexion avec le tender par une barre à tendeur agissant sur le milieu d'un ressort de flexion horizontal. Les butoirs sont rigides et leurs surfaces de contact ont pour centre un point situé vers le milieu de la longueur du châssis de la machine. Le but de cette combinaison est de gêner aussi peu que possible le mouvement angulaire horizontal de la machine.

La barre Stradal, terminée du côté de la machine par une courte traverse horizontale dont les deux branches sont reliées au tablier par deux bielles inclinées, tend au même but que l'attelage Polonceau; elle reporte la traction sur un point situé en avant des points d'attache.

L'utilité des systèmes ci-dessus est discutable, si ce n'est pour le passage dans les courbes de faible rayon; le système Roy décrit plus haut n'est pas dans le même cas, il donne aux deux véhicules reliés la mobilité relative tout en empêchant l'arrière de la machine de se porter vers l'intérieur de la courbe et la traverse d'avant du tender de se porter vers l'extérieur; à ce point de vue, il est propre à combattre le lacet en ligne droite, avantage que n'ont aucunement les attelages Polonceau et Stradal qui le facilitent; les systèmes spéciaux de ce genre semblent donc plutôt adaptés aux lignes très accidentées sous le rapport des courbes, et aux trains de marchandises. A l'arrière, le tender est disposé pour l'attelage du train (voir à sujet les conventions internationales, *Sauvage, La Machine Locomotive*, p. 295).

102. — *Connexions pour l'eau et la vapeur.* — Il y a généralement pour chacun des deux appareils alimentaires (injecteurs ou pompes), un tuyau d'aspiration séparé; pour le réchauffage de l'eau par la vapeur sur les pentes ou pendant les stationnements, les mêmes conduites peuvent être utilisées, ce qui évite la multiplication des raccords flexibles, qui laissent toujours plus ou moins à désirer. En disposant les injecteurs d'après le système Webb (78), la conduite d'aspiration sert en même temps au chauffage, la vapeur de l'injecteur fait retour dans cette conduite lorsque le trop plein de l'injecteur est fermé, de sorte que ce montage supprime même toute prise de vapeur spéciale.

On se sert de raccords flexibles avec rotules et joint télescopique ou de manchons en caoutchouc; ces derniers s'altèrent et se crevassent assez vite (voir l'accouplement Friedmann, *Engg.*, 95 - 2 - 453).

103. — *Soutes des Machines-Tender.* — Elles comportent assez généralement deux caisses à eau longitudinales placées en encorbellement au-dessus des longerons à l'avant des boîtes à feu; ces caisses sont réunies au moyen d'un tuyau passant sous le corps de la chaudière, ce qui permet au niveau de s'établir soit pendant le remplissage, soit pendant l'alimentation. Cette communication, par la résistance qu'elle présente à l'écoulement lors d'une dénivellation brusque, empêche cependant la masse d'eau de se porter d'un côté à l'autre, ce qui pourrait présenter un certain danger. Dans l'étude de la répartition des charges sur les essieux, il faut tenir compte de la variation du niveau en cours de route.

Le combustible prend relativement peu de place, il se loge dans des soutes disposées sur la plateforme élargie à cet effet.

Dans les petites machines de manœuvre, la soute à eau a quelquefois la forme d'une selle surmontant le corps cylindrique.

Enfin, en Allemagne et en Suisse, on a quelquefois logé la caisse à eau dans le bâti, et elle peut même entrer comme partie constitutive du châssis, ses parois latérales remplaçant une partie des longerons et servant à la fixation des cylindres et des guides. Au point de vue purement constructif, on pourrait reprocher à ce système que la fatigue, les tensions et les trépidations du bâti ne se concilient guère avec la bonne tenue des rivures des parois d'une caisse à eau.

CHAPITRE VII.

Divers types de Locomotives [1]

104. — Les services comprennent plusieurs grandes catégories, d'après l'énumération ci-dessous :

Services de voyageurs . . .	Trains express. Trains omnibus.
Services de marchandises . .	Trains à grande vitesse. Trains lourds à petite vitesse.
Service des manœuvres.	

Les types de machines sont plus ou moins complètement adaptés à cette classification. Toutefois, ils sont fortement influencés par la nature du réseau; ainsi les trains omnibus sont remorqués sur la partie accidentée du Gothard par des machines qui conviendraient parfaitement pour les trains lourds à petite vitesse de la plupart des grands réseaux français. Dans certains réseaux, il peut même y avoir de notables différences entre les machines remorquant les mêmes trains suivant le profil de la ligne parcourue.

1. Nous ne pourrions sans sortir absolument des limites de cet ouvrage donner d'une manière plus ou moins complète la série des types en usage sur les divers réseaux, même en nous restreignant aux machines les plus récemment mises en exploitation. L'introduction du système compound, l'extension des services internationaux, l'accélération extraordinaire donnée dans quelques pays à la marche des express même très lourds, ont rendu la dernière période décennale très féconde en nouveaux types; nous renvoyons aux recueils spéciaux et en particulier à la *R. G. des chemins de fer* pour plus de renseignements.

On trouvera beaucoup de données sur les machines à grande vitesse dans le rapport de M. Aspinall au congrès des chemins de fer (*Bulletin* de la C. I du Congrès, juin 1895 et août 1896).

§ 1er

SERVICES DE VOYAGEURS.

105. — *Trains express.* — Les types généraux sont la machine à roues libres et la machine à deux essieux accouplés. Dans les deux cas, les roues ont de grands diamètres pour ne pas trop multiplier le nombre de tours, ce qui, malgré la réduction possible de course des cylindres aggraverait les forces d'inertie du mécanisme..

Les plus grandes roues sont celles de $2^m,476$ des machines à roues libres du G. Northern, et les plus petites par rapport à la vitesse atteinte sont celles des machines « Dunalastair » du Caledonian ($1^m,981$) et des machines non compound du L. et N. Western.

Les diamètres tombent rarement en dessous de 2 mètres; les plus grandes roues *accouplées* sont celles de $2^m,318$ du N. Eastern.

Malgré ces grandes dimensions, la vitesse moyenne de piston dépasse encore aux plus grandes allures celle des machines fixes les plus rapides. M. Rous-Marten a relevé récemment les vitesses les plus grandes atteintes par les locomotives anglaises; elles sont inscrites dans le tableau ci-dessous, et la vitesse moyenne du piston en est déduite (comparer au n° 28 du fascicule 5).

Le tableau renferme en outre quelques données sur les dimensions des cylindres et la pression de la chaudière, ainsi que l'effort à la jante calculé avec le coefficient habituel, soit 0,65.

Les machines à roues libres étaient autrefois préférées pour les trains express, il convient de mentionner ici le type Crampton (fig. 213), déjà très ancien, longtemps en service sur plusieurs grandes lignes françaises, et qui continue à remorquer quelques express légers à la Compagnie de l'Est; ces machines ont leurs grandes roues motrices à l'arrière du foyer, disposition à laquelle on avait été conduit pour abaisser autant que possible le centre de gravité de la chaudière par une fausse entente de la stabilité [1].

1. L'axe de la chaudière n'est qu'à $1^m,585$ du rail dans les Crampton de l'Est; dans les machines à roues accouplées de $2^m,318$ du N. Eastern, cette cote est de $2^m,489$; elle s'élève à $2^m,731$ dans les machines d'express à roues accouplées de $2^m,184$ du N. Y. central.

La grande hauteur du centre de gravité n'est plus considérée aujourd'hui

MACHINES EXPRESS DES COMPAGNIES ANGLAISES

NOMS DES COMPAGNIES	Roues libres ou accouplées	Diamètre des roues	Diamètre des cylindres	Course des pistons	Vitesse maximum en kilomètres à l'heure	Vitesse moyenne de piston	Nombre de tours par minute	Pression en kilogram. par centimètre carré	Effort à la jante
			m/m	m/m					
G. Northern	libres	2.311	470 à 483	660	138.6	6.95	317		
	»	2.438	495	711	128.7	6.65	280	12.30	5700
	»	2.476	495	711	135.7	6.90	290		
G. Western	accoup(1)	1.702	457	660	96.6	6.60	300		
	»	1 981							
	»	2.134	508	610					
	libres	2.337	483	610	133.25	6.10	300	11.25	4450
Caledonian (2) (Dunalastair)	accoup.	1.981	464	660	138.9	8.20	375		
N. Eastern	libres	2.318	483	610					
	accoup.	2.159	495	660				12.30	5550
	»	2.318	508	660	127.1	6.40	290	12.66	5600
L. et N. Western ordinaires	accoup.	1.981	432	610	137.9	7.50	367	10.55	3900
L. et N. Western compound	libres	2.159	2 × 381 1 × 762	610	137.9	6.90	338	12.30	
Midland	libres	2.134	483						
	accoup.	1.981	470	660				11.25	5350
S. Western	accoup.	2.007	483	660	128.7	7.25	330		
Lancashire et Yorkshire	accoup.	2.210	457	660					
N. British	accoup.	2.134	457	660	123.9	6.75	307		
L. Brighton	accoup.	2.057	457	660					
Highland	accoup.	1.905	457	610					

1. Pour les lignes de rampes de South Devon, maintiennent une vitesse de 30 kilomètres à l'heure sur rampe de 25 millimètres avec une charge de 145 tonnes.

2. Ces machines accomplissent entre Carlisle et Perth (242 kilomètres), avec une charge de 172 tonnes, la vitesse commerciale extraordinaire de 96 kilomètres à l'heure; la ligne est accidentée et comporte de nombreuses rampes qui vont jusqu'à 13,6 millimètres par mètre. *V. Engineering*, 1896-2, p. 710. M. Rous-Marten relève au *G. Northern* des poids de trains de 233 tonnes, machine et tender exclus, remorqués à la vitesse commerciale de 90 kilomètres.

comme une cause d'instabilité, son effet est de produire en courbe une forte surcharge sur le rail extérieur, et de préserver les attaches de ce rail par l'intervention du frottement; suivant l'expression de M. Aspinall, lorsque le centre de gravité est bas, la force de renversement prend de plus en plus le caractère d'une poussée latérale.

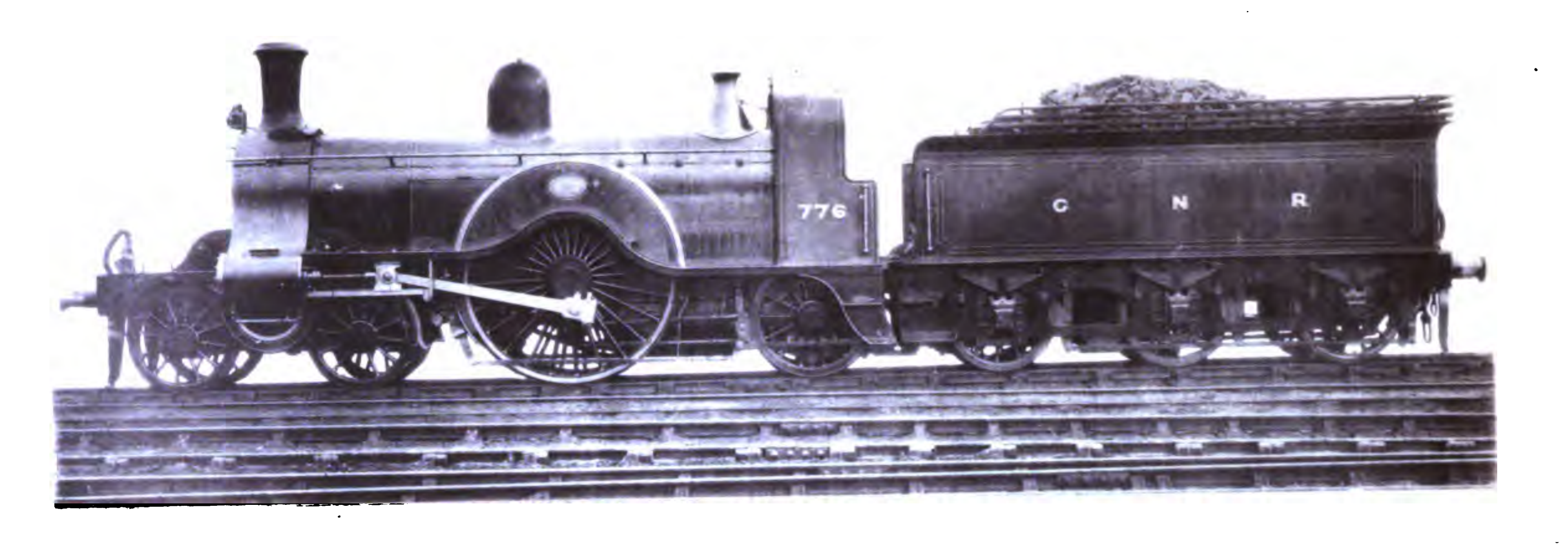


FIG. 214. — MACHINES A ROUES LIBRES DU GREAT NORTHERN.



FIG. 215. — MACHINES A ROUES LIBRES DU GREAT WESTERN.

Les machines modernes à roues libres de quelques compagnies anglaises ont l'essieu moteur au milieu (fig. 214 et 215), il est très chargé et reporte sur les rails une pression de 18 à 19 tonnes nécessaire

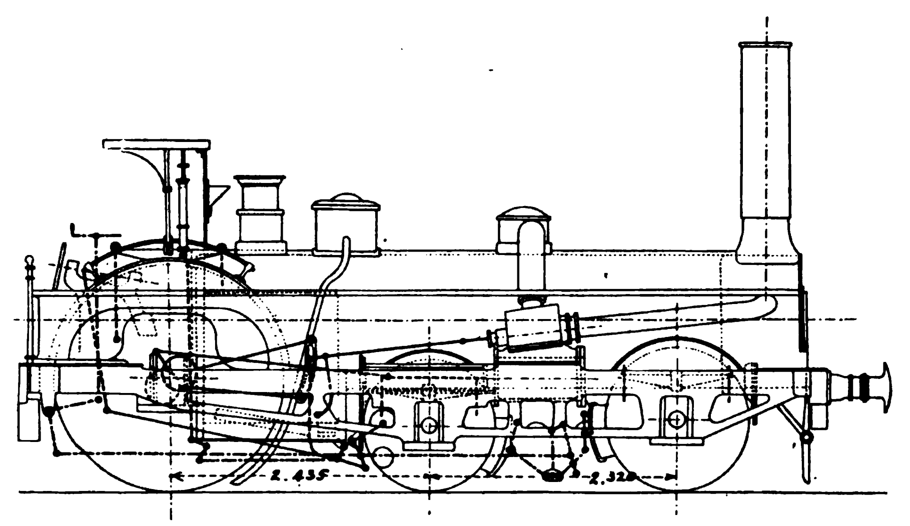


Fig. 213. — Machine Crampton.

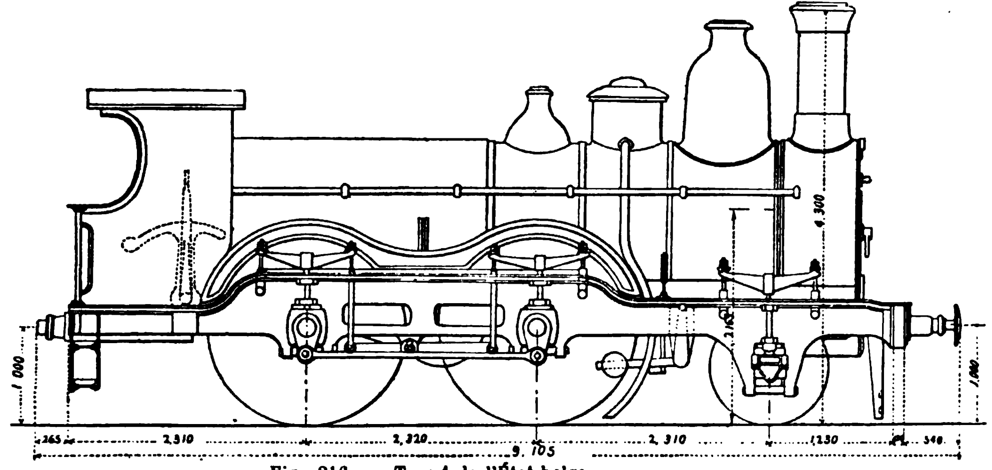


Fig. 216. — Type 1 de l'État belge.

pour l'adhérence. Dans le type du G. Northern à roues de 2^m,438 (fig. 214) la hauteur à laquelle se trouve l'essieu a fait placer les cylindres à l'extérieur. Ainsi qu'on le voit dans le tableau, la machine à roues

libres est aussi employée au Midland et au N. Eastern, mais en concurrence avec la machine à roues accouplées.

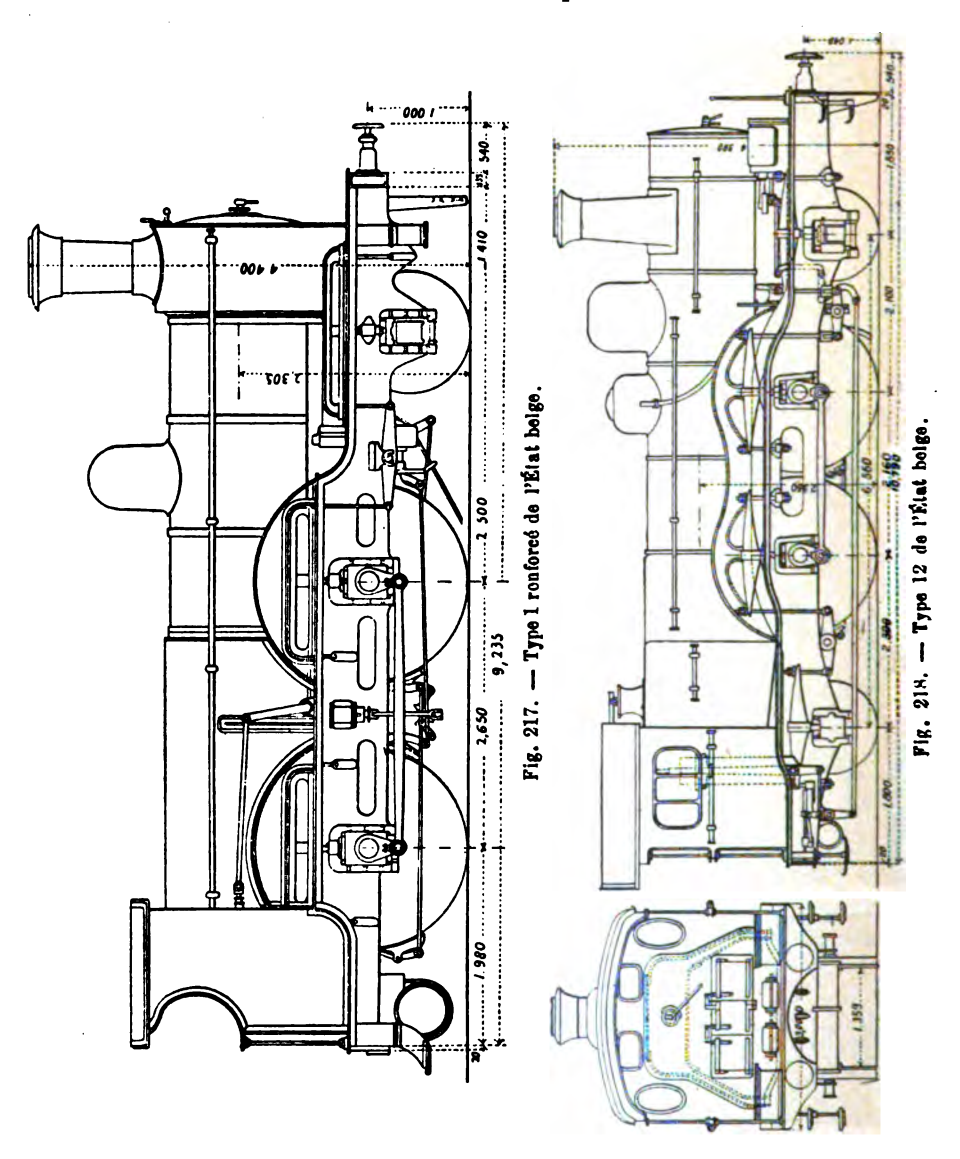


Fig. 217. — Type 1 renforcé de l'État belge.

Fig. 218. — Type 12 de l'État belge.

La condition d'adhérence a depuis longtemps fait adopter la machine à roues accouplées; sur le continent, où la limite de charge est moindre,

l'accouplement est de règle, le type à deux essieux accouplés est également fort ancien dans certaines compagnies anglaises et en Amérique (fig. 11 et 12 *ante*).

La figure 216 représente le type 1 exclusivement employé par l'Etat belge pour les lignes de niveau jusque vers 1890, la figure 217 en est une modification; ce type devenu insuffisant pour les express lourds a été remplacé par le type 12 (fig. 218), aujourd'hui en usage. Le tableau suivant renferme les données essentielles de ces machines dont les chaudières ont été décrites précédemment :

MACHINES EXPRESS DE L'ÉTAT BELGE

	Type 1, Fig. 216	Fig. 217	Type 12 Fig. 218 et Pl. 3
Longueur extérieure de la boîte à feu.	2.910	3.210	2.939
Largeur de la boite à feu au bas. .	1.286	1.290	
Longueur du corps cylindrique . .	3.015	3.200	
Diamètre moyen	1.286	1.300	1.300
Hauteur de l'axe au-dessus du rail.	2.165	2.305	2.350
Longueur des tubes	3.100	3.510	3.800
Nombre	208	225	244
Diamètre extérieur.	45	45	45
Surface de chauffe directe . . .	10.64	11.70	12.50
» tubulaire ext. .	79.90	109.30	132
» totale. . . .	90.54	121.00	144.50
Surface de grille	2.79	3.20	4.66
Pression.	8 atm.	9.5 atm.	10 atm.
Diamètre des pistons	430	435	500
Course	560	610	600
Distribution.	Stephenson	Walschaerts	Walschaerts
Diamètre des roues motrices. . .	2.000	2 000	2.100
Base extrême des roues	4.630	5 150	6 560
Poids sur les roues porteuses d'avant	9.100	12.140	11.500
» motrices . . .	13.400	14.390	13.300
» accouplées . .	13.000	14.350	12.900
» porteuses d'arrière			11.350
Poids total à vide	31.050	37.100	45.500
» en ordre de marche .	35.500	40.880	49 050
Poids adhérent.	26.400	28.740	26 200
Effort à la jante $\frac{0,65\, p\, d^2\, l}{D}$ . . .	2.780	3.750	4.800

A part l'agrandissement extraordinaire de la grille et l'élargissement de la boîte à feu à l'arrière des grandes roues accouplées, le type 12 de l'État belge rappelle par son train de roues les machines d'express antérieures aux compound employées au P.-L.-M. et celles de l'Orléans, sauf que les cylindres sont intérieurs, disposition qui est plutôt en faveur de la stabilité; l'essieu d'avant est à boîtes radiales avec plans inclinés de rappel (fig. 140 *ante*), la figure 172 représente l'essieu moteur; le châssis est extérieur aux roues, mais il y a un longeron médian avec boîte à graisse pour l'essieu moteur seul à sa portée centrale. La boîte à fumée est prolongée et la cheminée se trouve à l'arrière comme dans les machines américaines, assez près de la plaque tubulaire; dans les types les plus récents, elle a cependant été reportée à l'avant; avec le tirage très modéré dû à la grande surface de grille, la projection de parcelles incandescentes n'est d'ailleurs pas à craindre.

Ces machines paraissent faire un excellent service sur les lignes de niveau, mais les nombreux points de ralentissement du réseau ne permettent pas les horaires exceptionnels des autres grandes lignes (1).

Dans les machines anglaises et dans beaucoup de machines américaines, l'usage du foyer profond a obligé de reporter l'essieu accouplé à l'arrière de la boîte à feu (fig. 11 *ante*); cette disposition augmente la longueur des bielles d'accouplement et appelle l'attention sur ces pièces qui sont fatiguées à grande vitesse par des forces de fouettement importantes; on a soin de les évider et d'augmenter la hauteur de leur section au milieu; la longueur des bielles d'accouplement est de 2m,700 dans le type de l'Ouest, de 3 mètres dans les compound du Nord et du Midi, cette dimension n'a pas été dépassée.

De même que la machine à roues libres, le type moderne à roues accouplées comporte le bogie à l'avant (en Angleterre, il n'y a que le L. et N. Western qui fasse une exception marquante); nous pouvons signaler comme exemples particulièrement réussis celui du N. Eastern (de M. Wilson Worsdell, fig. 219), du Caledonian de M. Mac Intosh (fig. 220); nous avons donné dans l'un des tableaux qui précèdent quelques particularités sur l'appareil moteur de ces machines, qui sont considérées comme des modèles de leur genre.

1. La vitesse moyenne du trajet de Bruxelles à Ostende, (123 kilomètres sans arrêt) est de 78 kilomètres à l'heure. Voir pour la vitesse actuelle des trains en France les mémoires de la Société des Ingénieurs Civils, novembre 189. (R. Varennes).



FIG. 219. — MACHINES A ROUES ACCOUPLÉES DU NORTH EASTERN.

FIG. 220 — MACHINES A ROUES ACCOUPLÉES DU CALEDONIAN.

Sur les lignes du continent, le bogie est de plus en plus appliqué aux machines express; le type le plus récent de l'Ouest (fig. 221) (d'après M. Sauvage) ne diffère presque pas des machines anglaises, quant à ses dispositions; voici quelques-unes de ses données, comparées à celles des machines du N. Eastern.

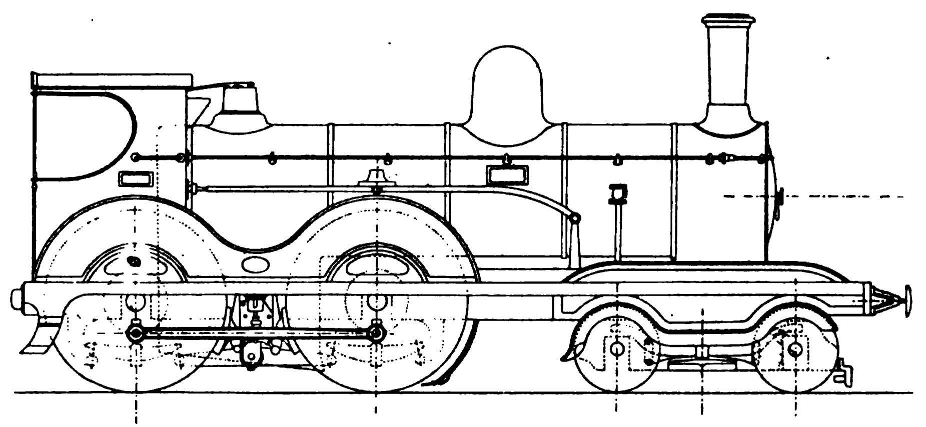


Fig. 221. — Machine de la Compagnie de l'Ouest.

	Ouest	N. Eastern
	—	—
Surface de chauffe directe.	$9^{m},80$	
» tubulaire	124 ,00	
» totale	133 ,80	$122^{m},97$
Nombre de tubes { 183 de 49 m/m ; 12 » 45 » }	195	
Surface de grille	$1^{m2},78$	$1^{m2},95$
Timbre	11 kilg.	12 ,66
Dimensions des cylindres.	460 × 660	508 × 660
Diamètre des roues motrices.	$2^{m},040$	$2^{m},318$
Poids sur la première paire de roues du bogie . .	9000	17000
» deuxième » » . .	9500	
Poids sur les roues motrices.	14800	19000
» » accouplées	14500	16000
Poids total en ordre de marche	47800	52000
Longueur des bielles d'accouplement	2.700	2.895

En Amérique, le type est nécessairement influencé par le mode de construction des longerons en fer forgé et la position des cylindres toujours extérieurs, avec tiroirs placés au-dessus et commandés par levier

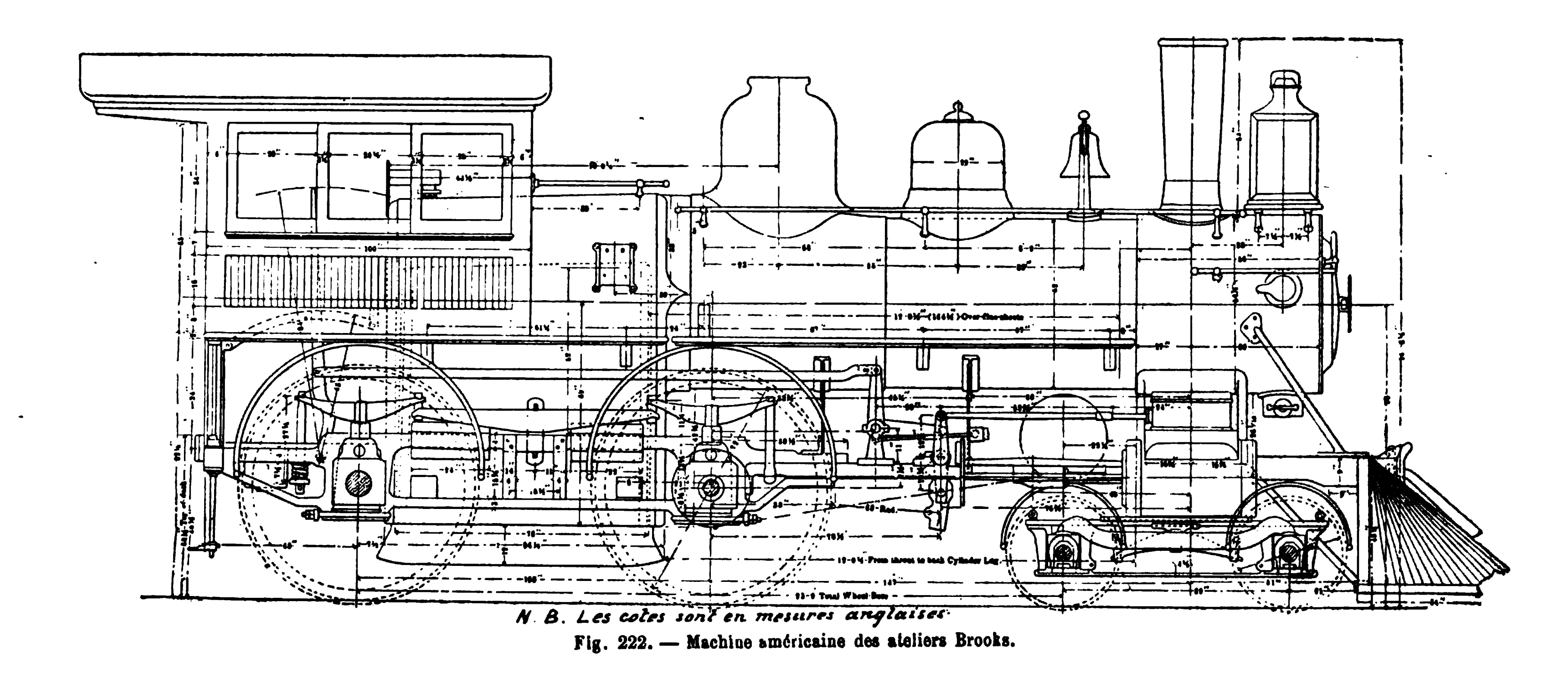


Fig. 222. — Machine américaine des ateliers Brooks.

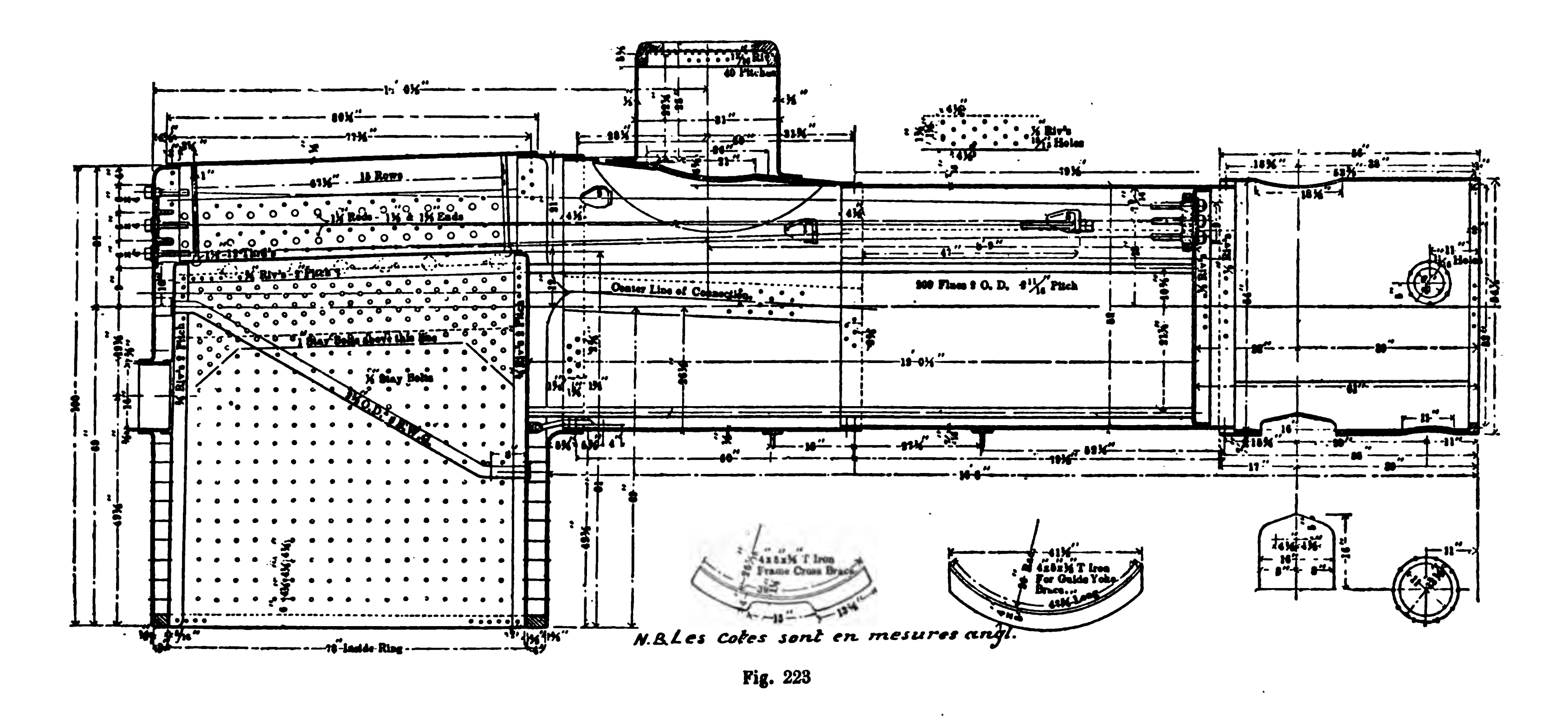

Center Line of Connection
Stay Bolts
Inside Ring
4 x 5 x ⅝ T Iron
Frame Cross Brace
For Guide Yoke Brace
N.B. Les cotes sont en mesures angl.

Fig. 223

de renvoi. Les figures 222 et 223 donnent, d'après le *Railway Master Mechanic*, l'élévation longitudinale et la chaudière d'une machine des ateliers *Brooks* employée au service des trains rapides entre Buffalo et Chicago pendant l'exposition de 1893; on cite de cette machine une vitesse moyenne de 112 kilomètres à l'heure maintenue pendant 21 minutes avec des roues de $1^m,829$, des cylindres de 432×610, une pression de 12,6 kilogrammes par centimètre carré, et une surface de chauffe de 14,4 + 117, soit 131,4 mètres carrés. Le poids se répartit en ordre de marche de la manière suivante:

Sur le bogie.	18.000
Sur les quatre roues motrices.	29.700
Poids total	47.700

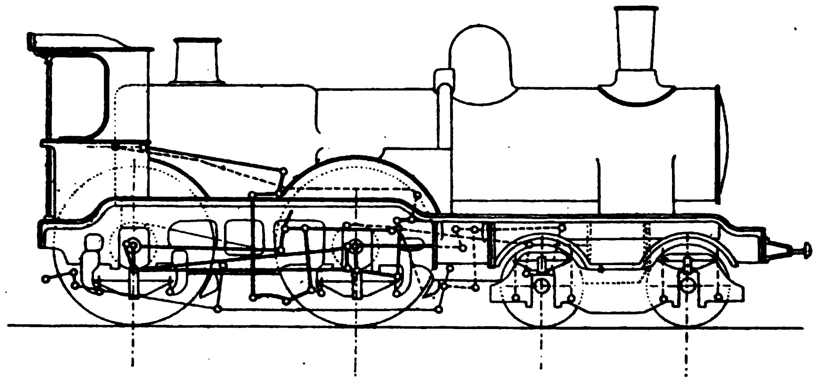


Fig. 224 *bis*. — Compound express du Midi.

Ces machines ont sauf pour la pression et le poids, une grande analogie de dimensions avec celles qui sont en usage depuis 1884 au L. et N. Western, mais qui y sont employées à la traction des express les moins lourds. On remarquera que les roues n'ont pas un diamètre excessif; ce n'est guère que depuis une quinzaine d'années que l'on a dépassé aux États-Unis le diamètre de 6 pieds que nous retrouvons ici. La figure 224 est une vue perspective d'une machine du même genre construite par les ateliers Baldwin pour le Baltimore et Ohio.

Le fonctionnement compound laisse subsister le type général (à roues libres comme celles de T. W. Worsdell au N. Eastern ou à roues accouplées comme au Nord (fig. 186 *ante*). Nous avons donné au nu-

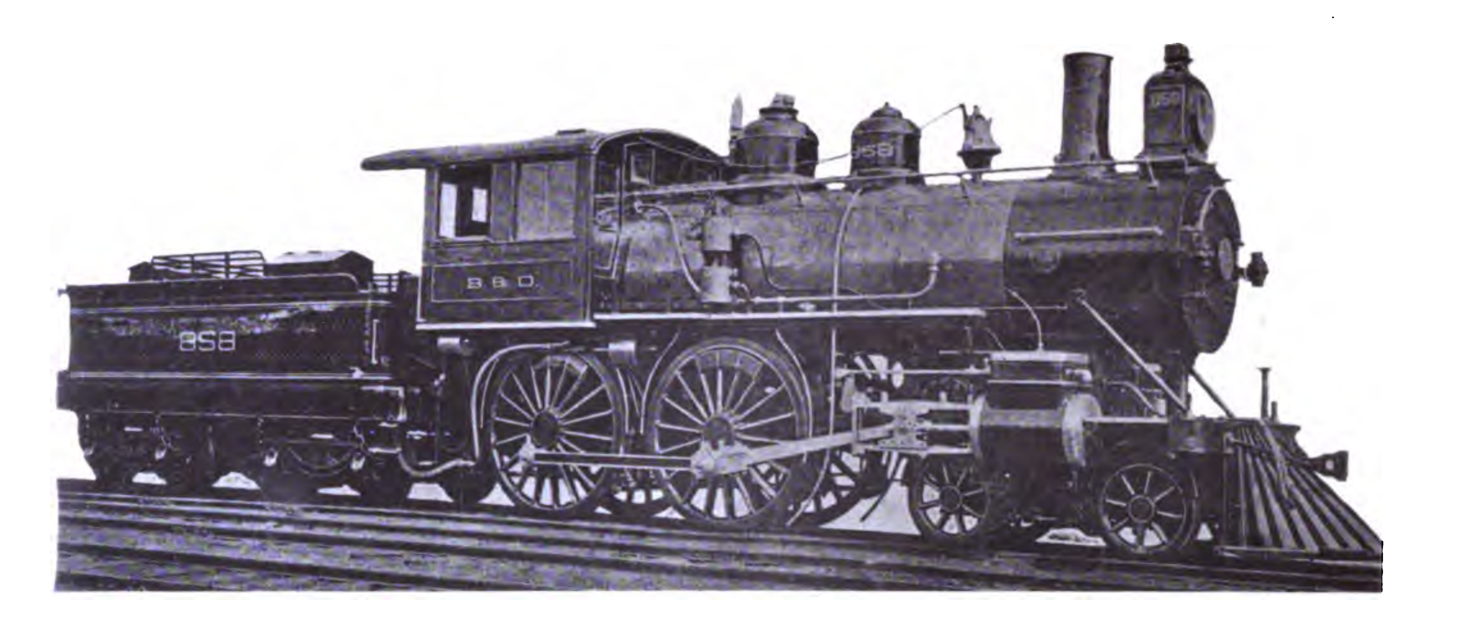


FIG. 224. — MACHINE DU TYPE « AMÉRICAIN » DES ATELIERS BALDWIN.

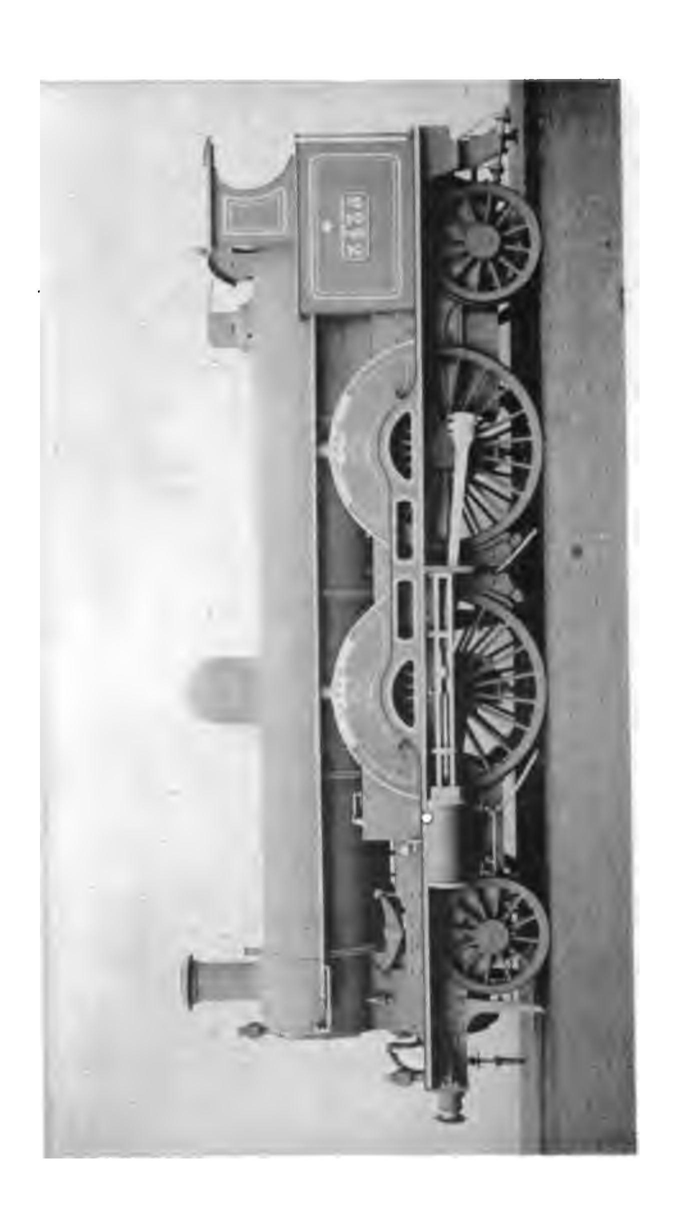






FIG. 225 A 227. — COMPOUND EXPRESS DU LONDON AND NORTH WESTERN.

méro 98 les proportions des cylindres des machines du Nord, nous complétons ces indications :

Surface de grille			2.04
Surface du foyer	10.87	}	13.57
» du bouilleur Ten-Brink	2.70		
Surface des tubes			98 98
Surface totale			112.55
Timbre			14 kilg.
Diamètre des roues motrices			2m,114
Poids sur le bogie			17300 kilg.
» premier essieu moteur			15350
» deuxième »			15150
Poids total en ordre de marche			47800

La figure 224 *bis* (d'après M. Sauvage) est une vue extérieure des compound à quatre cylindres des chemins de fer du Midi; on y retrouve l'arrangement du type précédent avec des cylindres un peu plus grands, plus de surface de chauffe, et un poids en ordre de marche de 55 tonnes; les bielles d'accouplement y ont aussi une longueur de 3 mètres.

Quant au système Webb, dont les particularités ont été données au numéro 97, nous ne ferons que le rappeler ici par les vues perspectives du dernier type (fig. 225 à 227).

106. — *Trains omnibus et services accélérés sur les lignes de rampes.* — Pour ces services à démarrages fréquents ou à grand effort de traction prolongé, on utilise le poids adhérent de trois essieux; l'augmentation de l'effort de traction s'obtient par la diminution du diamètre des roues motrices sans que les cylindres soient nécessairement changés; on doit d'ailleurs renoncer aux très grandes vitesses lorsque les rampes atteignent 10 millimètres par mètre ; sur les réseaux anglais où des horaires très serrés sont maintenus malgré de fortes rampes, on emploie pour les franchir la double et même la triple traction.

Dans ces machines, les cylindres intérieurs sont pour ainsi dire de règle, car les grandes roues accouplées de l'avant obligeraient à donner une position très avancée aux cylindres; comme conséquence, la ligne d'action est inclinée pour éviter l'essieu d'avant.

Les trains omnibus se concilient avec l'emploi des machines-tender; pour l'exploitation des courts embranchements en cul-de-sac, la symétrie du train de roues permet alors de ne pas tourner la machine bout pour bout aux points extrêmes. Dans ces catégories, nous trouvons à l'Etat belge le type 6 (fig. 228), machine puissante pour la remorque

des trains express sur la ligne accidentée du Luxembourg; cette ligne comporte des rampes prolongées allant jusqu'à 16 millimètres par mètre,

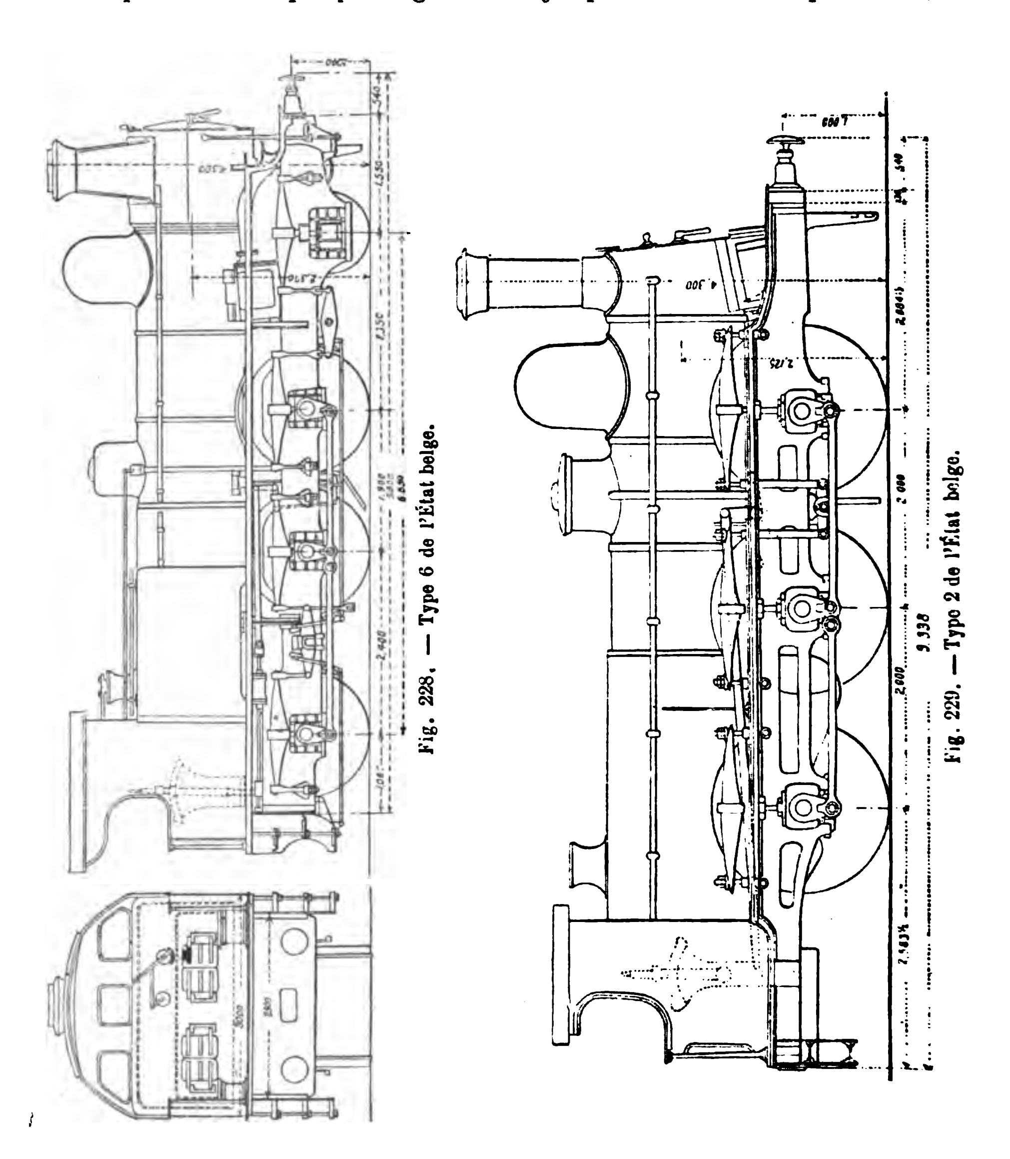


Fig. 228. — Type 6 de l'État belge.

Fig. 229. — Type 2 de l'État belge.

et la vitesse moyenne de 60 kilomètres à l'heure environ y est maintenue arrêts déduits. Le type 2 (fig. 229) est employé pour les trains om-

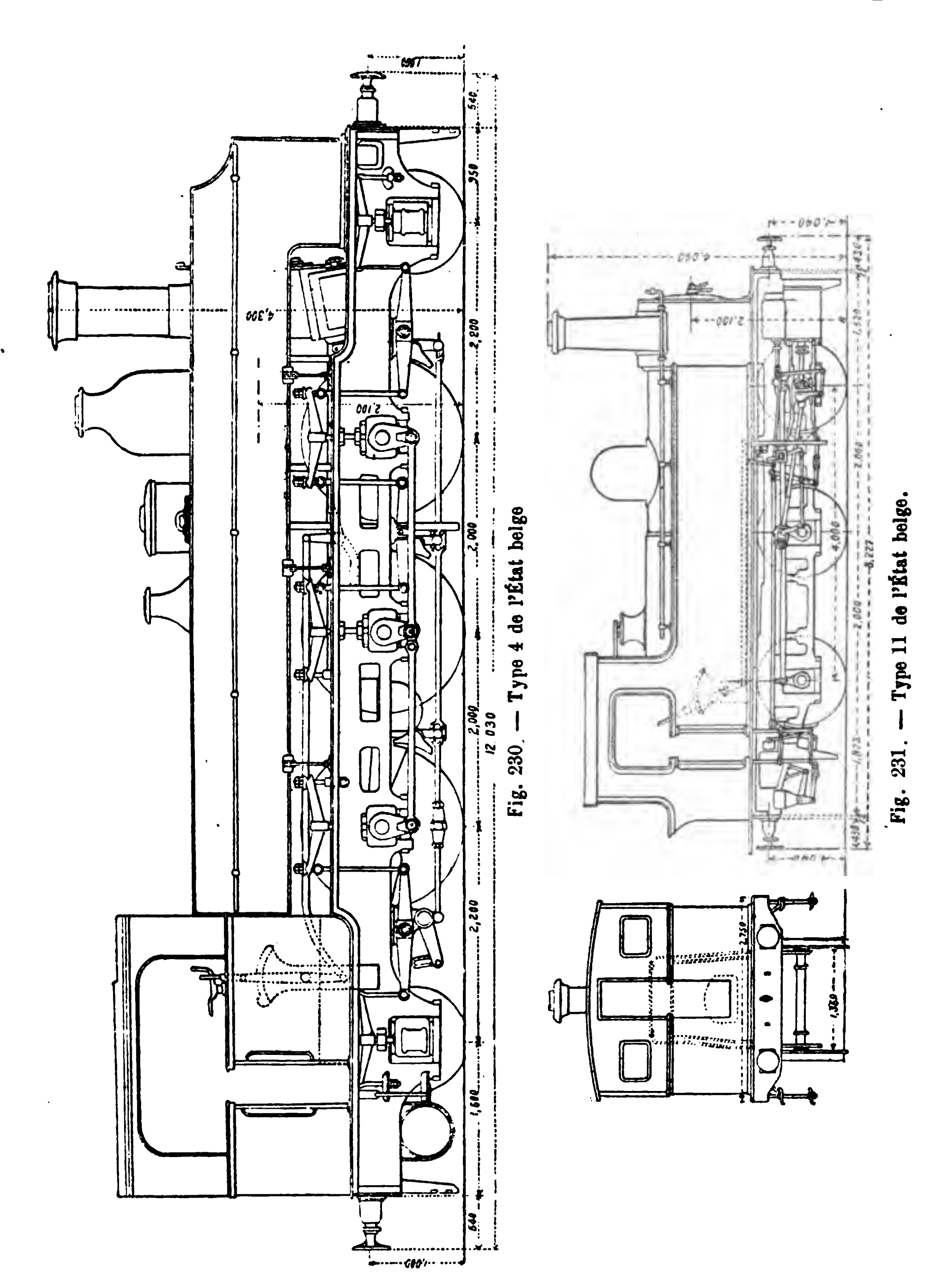


Fig. 230. — Type 4 de l'État belge

Fig. 231. — Type 11 de l'État belge.

nibus sur les lignes accidentées; le type 4 (fig. 230) construit vers 1878 était spécialement étudié pour l'exploitation de certaines lignes accidentées et en cul-de-sac. Nous comprendrons dans le même tableau le type 11 (fig. 231), bien qu'il soit exclusivement destiné au service des trains omnibus légers, parce que, toute question de puissance réservée, il présente un train de roues accouplées analogue aux autres. Enfin, la figure 232 représente une machine-tender employée par la Compagnie de l'Ouest pour les trains omnibus des lignes de la banlieue de Paris,

	ETAT-BELGE				OUEST
	Type 6 Fig. 228 Pl. 4	Type 2 Fig. 229 Pl. 1	Type 4 Fig. 230 Pl. 1	Type 11 Fig. 231	— Fig. 232
Longueur ext. de la boîte à feu.	2.406	2.910	2.910	1.850	1.700
Largeur de la boîte à feu au bas	2.784	1.290	1.290	1.300	1 200
Longueur du corps cylindrique	4.000	3.412	3.412		3 500
Diamètre moyen ou intérieur	1.400	1.300	1.300	1 056	1.220
Hauteur de l'axe au-dessus du rail.	2.370	2.125	2.125	2.100	2.185
Longueur des tubes	4.050	3 510	3.510	2.550	3.550
Nombre	236	226	226	147	192
Diamètre extérieur	45	45	45	45	45
Surface de chauffe directe	15	10.92	10 92	6.72	7.00
» tubulaire ext.	131	98.46	98.46	46	96.00
» totale	146	109.38	109.38	52 72	103 00
» de grille	5.65	2.77	2.77	2.05	1.56
Pression	10 atm.	8 atm.	8 atm.	11 atm.	10 kilg.
Diamètre des pistons	500	450	450	350	435
Course	600	600	600	500	600
Distribution	Walsch.	Steph.	Steph.	Walsch.	Steph.
Diamètre des roues motrices	1.700	1.700	1.700	1.200	1.540
Poids sur la première paire de roues	12200	12800	10100	10200	12800
» deuxième »	12600	14400	13000	10700	12850
» troisième »	15000	12300	14000	9800	12850
» quatrième »	13300		13000		
» cinquième »			10600		
Poids total à vide	44800	35800	43000	24700	31200
» en ordre de marche	53100	39500	61300	30700	38500
Effort à la jante	5900	3850	3850	3800	4800

elle peut être considérée comme un modèle du genre. Parmi les types nouveaux adaptés à des services de rampes, les compound à quatre cylindres des chemins de fer du Midi présentent de l'intérêt; la chaudière est à peu près la même que dans le type express (fig. 224), les roues accouplées ont $1^{m},750$, le poids est de 60 tonnes en ordre de marche (fig. 232 *bis*).

§ II

Services de marchandises

107. — *Trafic ordinaire.* — Les services de marchandises comprennent plusieurs classes, mais il y a surtout lieu de distinguer les trains dits de messageries et les trains lourds à trafic de houille, cokes, minerais, etc.; deux types de machines répondent à ces services qui diffèrent par la vitesse et par l'effort de traction, l'un variant toujours en sens inverse de l'autre.

A l'État belge, les types 28 et 29 ne diffèrent du type 2 mentionné dans le tableau précédent que par le diamètre des roues, qui est de 1^{m},450 pour le type 28 et de 1^{m},300 pour le type 29; l'axe de la chaudière est abaissé en conséquence, et les charges par essieu sont un peu moindres. L'effort de traction à la jante pour une pression effective égale à 0^{m},65 du timbre est de 4.500 et de 5.000 kilogrammes respectivement pour les deux types.

Le type 25 est plus puissant; sa chaudière a fait l'objet d'une étude détaillée au numéro 54 (pl. 2), l'ensemble de la machine est représenté figure 233, les roues accouplées ont 1^{m},300 de diamètre et les cylindres ont 500 sur 600; avec les 0^{m},65 de la pression du timbre (10 atmosphères), l'effort à la jante est de 7700 kilogrammes; le poids en ordre de marche est de 43.200 kilogrammes, les essieux portant respectivement 14.600, 14.800, et 13.800 kilogrammes en commençant par l'avant. Le poids adhérent est dans un rapport convenable avec l'effort de traction. Ce type, peu modifié depuis 1885, fait un excellent service pour la remorque des trains lourds et des trains de marchandises en général sur les lignes accidentées. Dans les essais de vaporisation dont nous avons rendu compte, l'une de ces machines a remorqué, outre son tender de 16.400 kilogrammes, un train de 230 tonnes sur rampe de 16 millimètres à la vitesse moyenne de 30 kilomètres en maintenant cette allure sur 12 kilomètres; arrêtée sur la rampe, elle reprenait son allure après 3 minutes.

Le type de machine à quatre essieux accouplés est courant sur les lignes françaises; la figure 234 donne une vue extérieure de celles de l'Orléans (voir le type correspondant de la Compagnie P.-L.-M. fig. 58 à 60), dont voici les données principales:

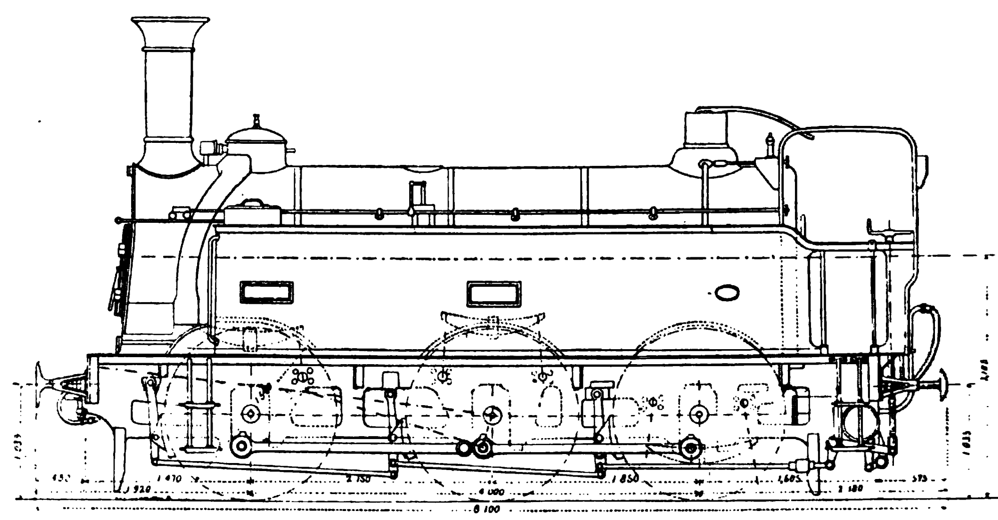


Fig. 232. — Machines mixtes de l'Ouest.

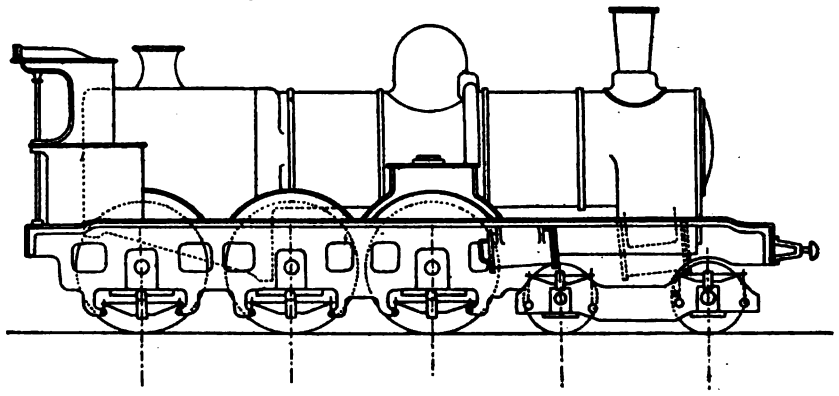


Fig. 232 *bis*. — Compound de rampe de la Compagnie du Midi.

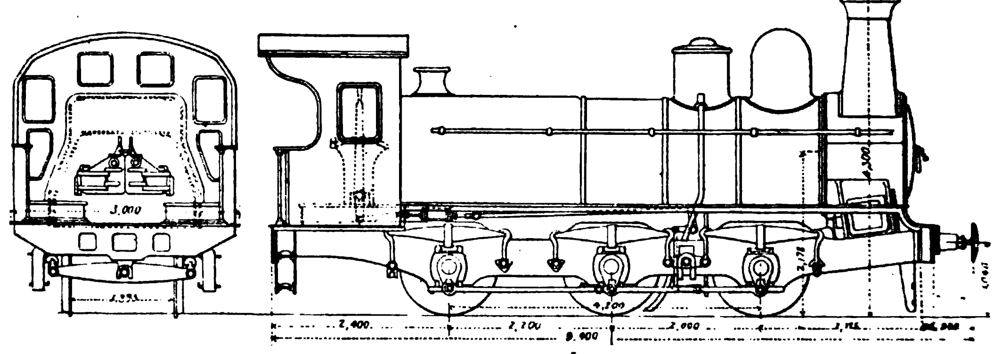


Fig. 233. — Type 25 de l'État belge.

Surface de grille	1^{m2},67
Surface de chauffe directe (foyer Ten-Brink). .	10 ,50
» tubulaire extérieure . . .	194 ,00
» totale.	204 ,50
Longueur des tubes	5^{m},200
Diamètre extérieur.	50
Nombre	242
Diamètre des roues	1^{m},260
Poids au premier essieu	12000 kilg.
» deuxième »	12600
» troisième »	13200
» quatrième »	11600
Poids en ordre de marche	49400
Diamètre des cylindres	520 $^{m}/_{m}$
Course des pistons	650 »
Timbre	8 kilg.
Effort aux jantes	7250 kilg.

Les machines à quatre essieux accouplés ne sont pas très répandues en Angleterre, on les rencontre au L. et N. Western dans le système ordinaire et le système compound.

Aux États-Unis, les types assez bien délimités qui répondent à ceux que nous venons de décrire sont le *Mogul* à trois essieux accouplés avec bogie ou bissel (fig. 235), et le type Consolidation, à quatre essieux accouplés (fig. 236). La figure 237 représente une machine très puissante à cinq essieux accouplés des ateliers Baldwin; c'est une compound Vauclain du poids de 88 tonnes dont 78.000 kilogrammes sont utilisés pour l'adhérence; la chaudière renferme 354 tubes, elle est du système Wootten pour anthracite, et elle a 225 mètres carrés de surface de chauffe, dont 21,5 mètres carrés pour le foyer; la grille de 8,30 mètres carrés dépasse encore de beaucoup celle du type 6 de l'État belge; les deux cylindres à haute pression ont 406 millimètres (16"), et ceux de basse pression ont 686 millimètres (27"), la course est de 711 millimètres (28"); les roues ont 1^{m},270 de diamètre.

108. — *Service des fortes rampes. — Système articulé Mallet.* — Nous pouvons encore ranger dans la catégorie des machines étudiées ici les types spéciaux de fortes rampes; la figure 238 est le type 20 de l'État belge, créé pour remplacer sur les plans inclinés de Liége la traction par câble et machine fixe employée autrefois, c'est une machine

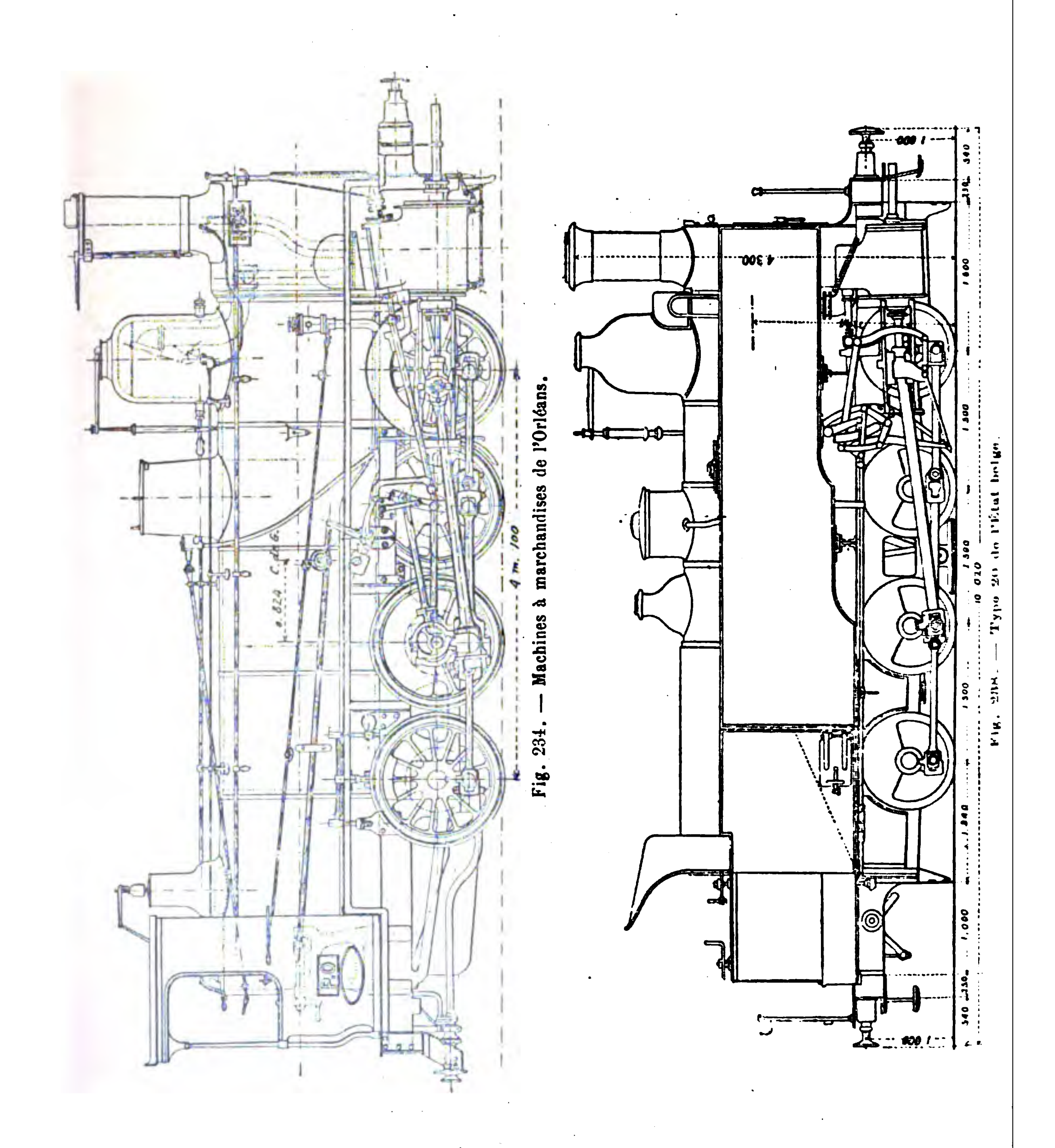


Fig. 234. — Machines à marchandises de l'Orléans.

Fig. 235. — Type 20 de l'État belge.

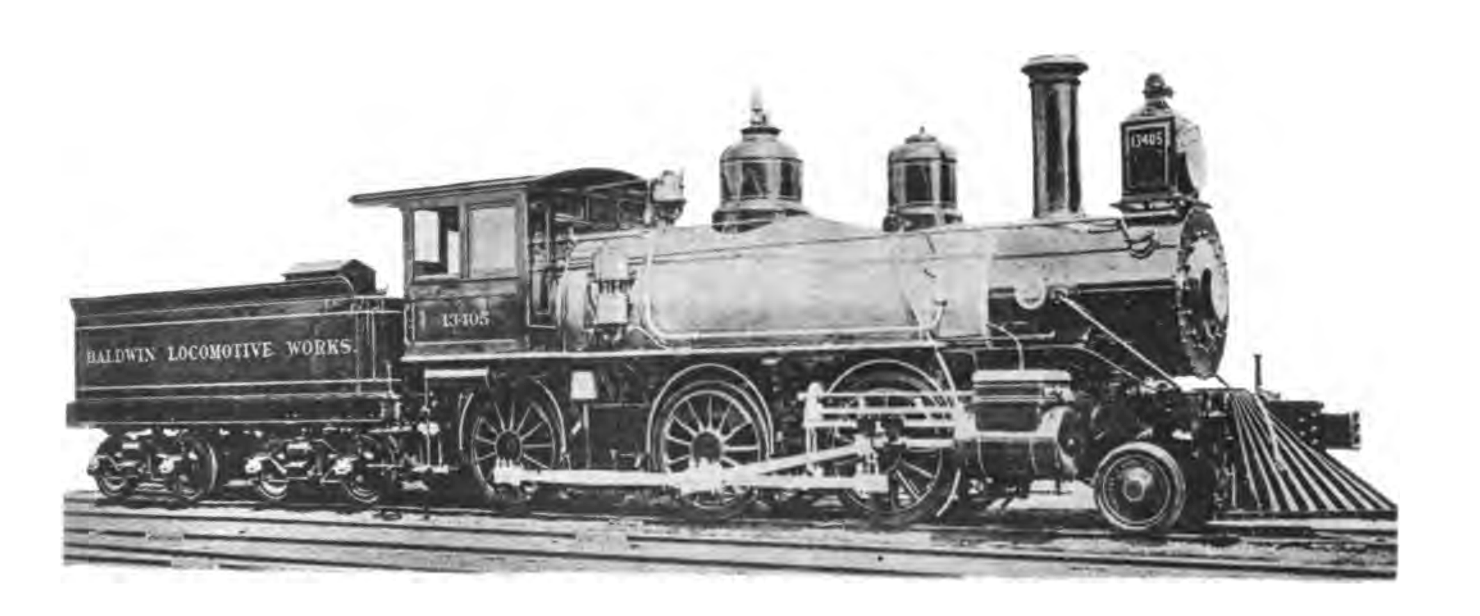


FIG. 235. — MACHINE DU TYPE « MOGUL » DES ATELIERS BALDWIN.



FIG. 236. — MACHINE DU TYPE « CONSOLIDATION » DES ATELIERS BALDWIN, SYSTÈME COMPOUND VAUCLAIN.

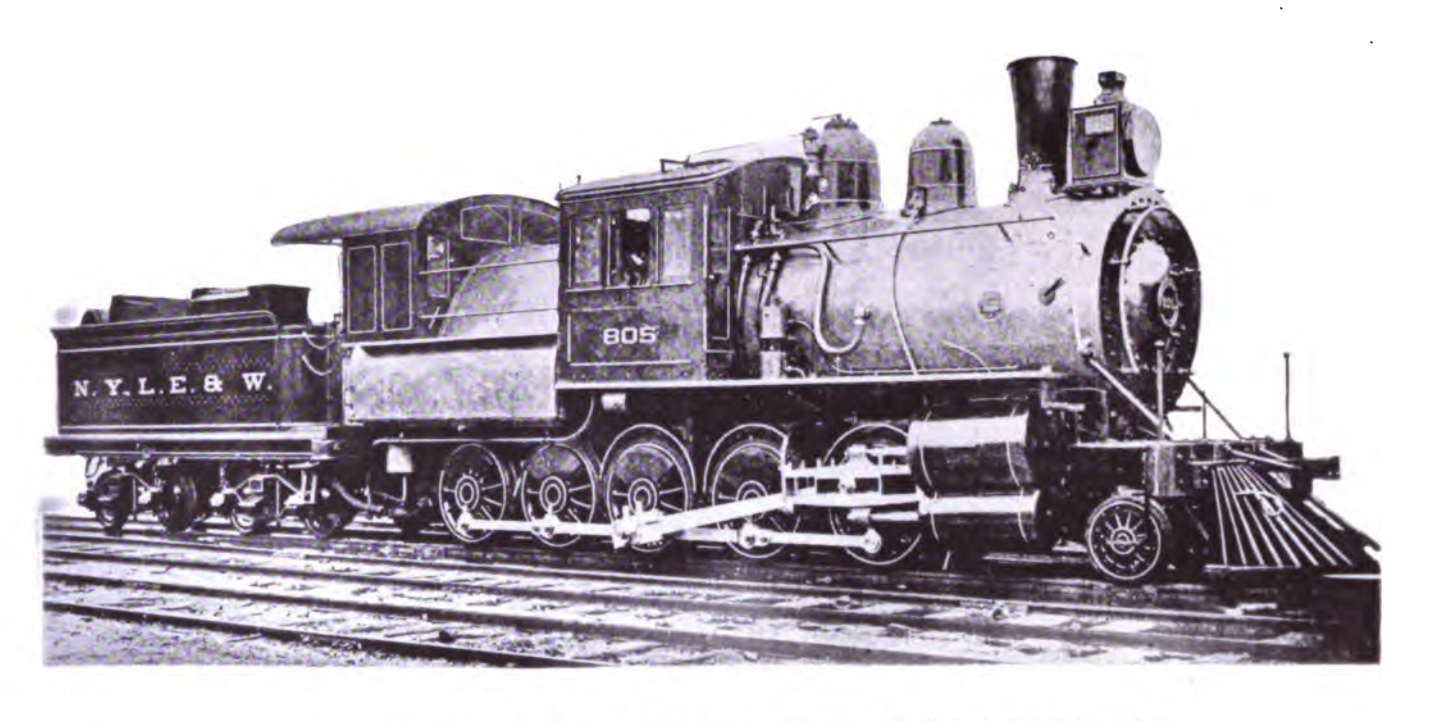


FIG. 237. — MACHINE DITE « DÉCAPODE » DES ATELIERS BALDWIN, SYSTÈME COMPOUND VAUCLAIN.

tender à cylindres extérieurs à quatre essieux accouplés; ses données sont :

Longueur extérieure de la boîte à feu.	2m400
Largeur de la boîte à feu au bas	2.044
Longueur du corps cylindrique.	4.010
Diamètre moyen	1.400
Hauteur de l'axe au-dessus du rail.	2.244
Longueur des tubes	4.000
Nombre.	251
Diamètre extérieur.	45 m/m
Surface de chauffe directe	11m2,29
» tubulaire ext.	124 ,81
» totale	136 ,10
Surface de grille	3 ,78
Pression	9 atm.
Diamètre des pistons.	480 m/m
Course	550
Diamètre des roues motrices	1m,050
Poids sur la première paire.	13100 kilg.
» deuxième paire	13000
» troisième paire	13600
» quatrième paire	12700
Poids total à vide.	39700
» en ordre de marche	52400
Effort aux jantes	7300

La distribution est une modification du système Walschaerts, due à M. Stévart (5e fasc. n° 96).

L'augmentation de puissance sur les lignes de fortes rampes est l'un des problèmes les plus difficiles de la traction; il s'est posé à la mise en exploitation de toutes les grandes lignes de montagnes, et les solutions de Engerth, Beugniot, Meyer, successivement abandonnées, avaient été inspirées par les mêmes nécessités : utiliser le maximum de poids adhérent tout en procurant au train de roues la flexibilité nécessaire pour passer dans des courbes de petit rayon.

Le système compound a fourni un nouvel élément en permettant de réduire le poids mort pour la même puissance développée (35); si l'on considère que le poids propre de la machine, du tender et des approvisionnements abaisse rapidement l'effet utile en rampe, on voit qu'il est du plus haut intérêt, tout en restant dans les limites voulues par l'adhérence, de réduire la consommation de vapeur par cheval. La grande

flexibilité du train de roues est incompatible avec l'accouplement d'un trop grand nombre d'essieux; la première solution qui se présente à l'esprit est le partage des roues en deux groupes dont chacun est actionné par une paire de cylindres; le bâti étant lui-même partagé en deux cadres successifs réunis par une charnière; malheureusement on voit apparaitre alors la complication des tuyautages à rotules nécessaires pour desservir au moins l'une des paires de cylindres, celle qui en courbe se déplace transversalement par rapport à la chaudière. Toutes ces complications existent dans les systèmes Meyer et Fairlie; M. Mallet a eu l'heureuse idée d'adapter à ce genre de machines le fonctionnement compound, en appliquant les cylindres à haute pression sur le cadre de de l'arrière qui est lié invariablement à la chaudière (fig. 239). Le châs-

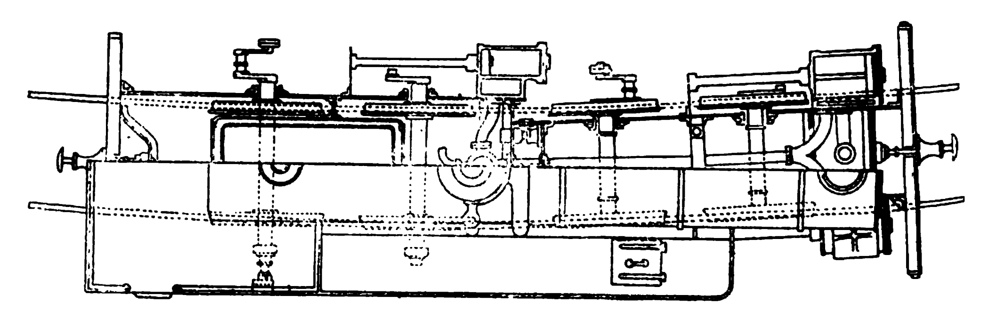


Fig. 239

sis d'avant supporte l'avant de la chaudière, mais sans être lié transversalement avec elle, c'est-à-dire qu'il a la liberté en courbe de tourner autour de sa charnière comme le ferait un *bissel*; il est porté sur un train de roues indépendant du premier et actionné par les cylindres à basse pression. L'échappement des petits cylindres est donc ramené dans l'axe, autant que possible dans le voisinage de la charnière (pour diminuer le télescopage longitudinal), puis par un tuyau assemblé à rotule, il se rend aux chapelles des cylindres de basse pression. Une liaison de leviers facile à imaginer, comprenant un renvoi par bras central monté sur un arbre auxiliaire placé au-dessus de la charnière, permet d'attaquer en même temps les coulisses des deux groupes pour le changement de marche.

Dans le système Mallet, le joint à rotule du tuyautage n'est donc pas supprimé, mais ses inconvénients sont de beaucoup réduits par la faible

pression de la vapeur qui s'y trouve (environ 3 kilogrammes au maximum pour une pression initiale de 10 kilogrammes, d'après les diagrammes fig. 240).

Le système articulé Mallet est bien connu par l'application qui en a été faite au chemin de fer Decauville de l'Exposition de 1889; depuis lors, il a pris une grande extension et a été appliqué à la voie normale [1]. Les figures 241 et 242 représentent la locomotive Mallet des chemins de fer Badois pour voie normale, elle passe dans des courbes de 100 mètres de rayon, pèse à vide 49 tonnes, et en service 55 tonnes; les cylindres ont 390 et 600 millimètres sur 600 de course, la surface de grille

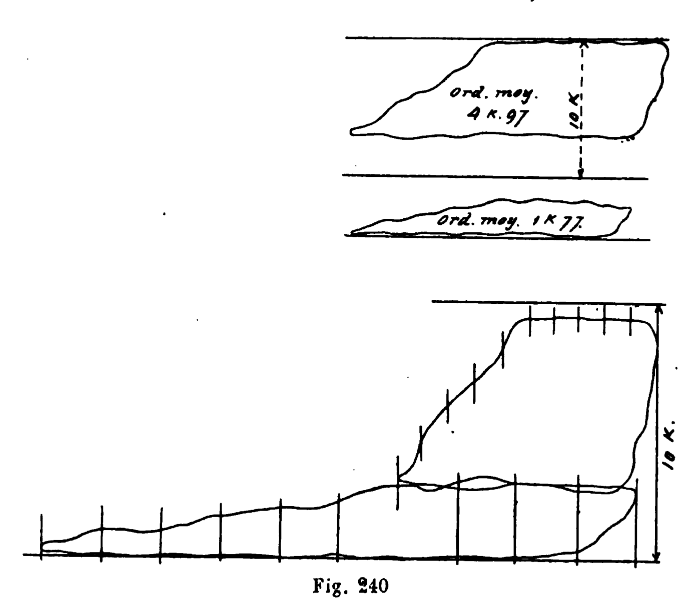


Fig. 240

est de $1^{m^2},95$ et la surface de chauffe totale de 145 mètres, les roues ont $1^m,260$ de diamètre.

Pour apprécier l'effort de traction des compound, M. Mallet emploie la formule usuelle avec le coefficient 0,46, en comptant sur le diamètre des grands pistons; ce coefficient tient compte des pertes du diagramme. On trouve ainsi que l'effort de traction mesuré aux jantes est de 7800 kilogrammes pour la machine ci-dessus. Cette donnée n'a du reste

1. Voir le rapport de M. Sauvage à la Société d'Encouragement, mai 1885, d'où nous avons extrait les figures du texte.

L'Etat belge a exposé en 1897 à Tervueren une puissante machine de ce système destinée au service des plans inclinés de Liége.

qu'une importance relative, d'autres éléments intervenant dans la comparaison des puissances.

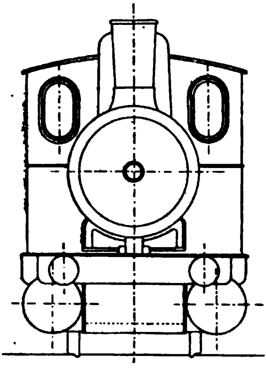


Fig. 241

La figure 243 représente la locomotive-tender Mallet du Gothard; le poids à vide est de 65 tonnes, le poids en charge, totalement utilisé pour l'adhérence, est de 85 tonnes; la surface de grille est de 2,20 mètres carrés; les roues ont $1^m,230$ de diamètre, les cylindres 400 et 580 sur 640 millimètres; l'effort de traction atteint 9000 kilogrammes, et ces énormes machines de $13^m,80$ de longueur hors tampons passent dans des courbes de 120 mètres de rayon.

Dans le type du Gothard, le constructeur Maffei a remplacé la rotule et le joint télescopique par une articulation à soufflet métallique placée près de la charnière.

109. — *Machines pour manœuvres de gares.* — Le service de ces machines est suffisamment connu; elles doivent passer dans les raccordements de faible rayon accessibles aux voitures seulement, être aussi courtes que possible, marcher indifféremment cheminée en avant ou en arrière, et exercer d'assez grands efforts de démarrage. Le type 51 de l'État belge (fig. 244) satisfait très bien à toutes ces conditions; c'est une machine-tender à trois essieux accouplés; en voici les dimensions caractéristiques :

Diamètre de la chaudière	$1^m,150$
Nombre des tubes	165
Diamètre extérieur	45 m/m
Hauteur de l'axe au-dessus du rail	$1^m,850$
Largeur extérieure de la boîte à feu	1 ,110
Longueur »	1 ,400
Surface de chauffe directe	$5^{m2},300$
» extérieure des tubes	56 ,500
» totale.	61 ,800
Timbre	8 atm.
Diamètre des cylindres	380 m/m
Course des pistons	460
Diamètre des roues	$1^m,200$

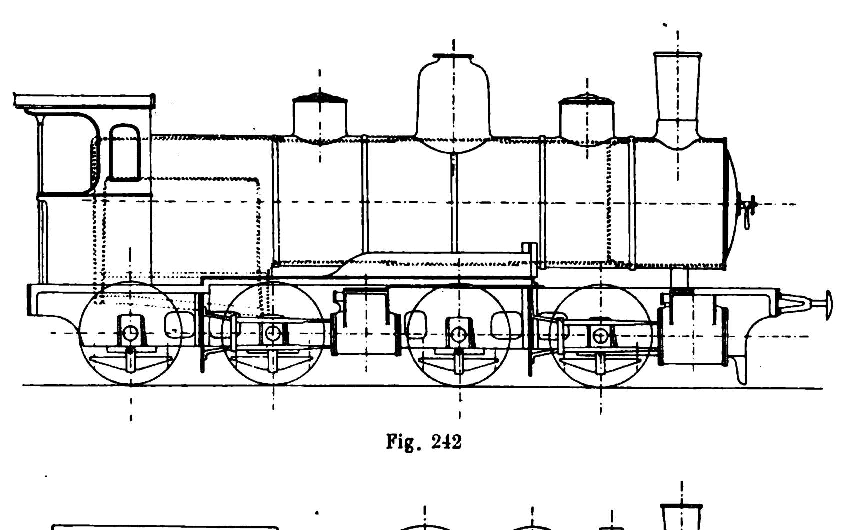


Fig. 242

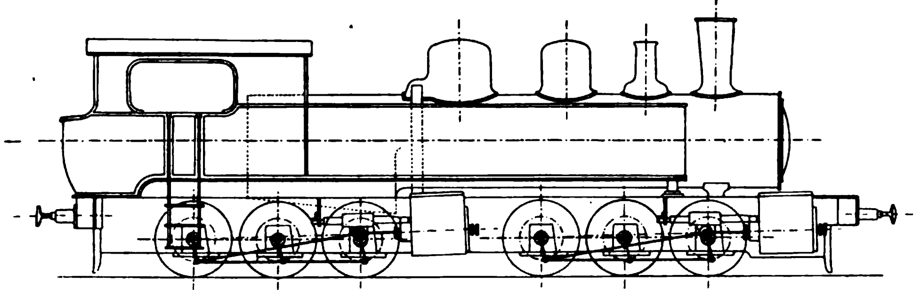


Fig. 243

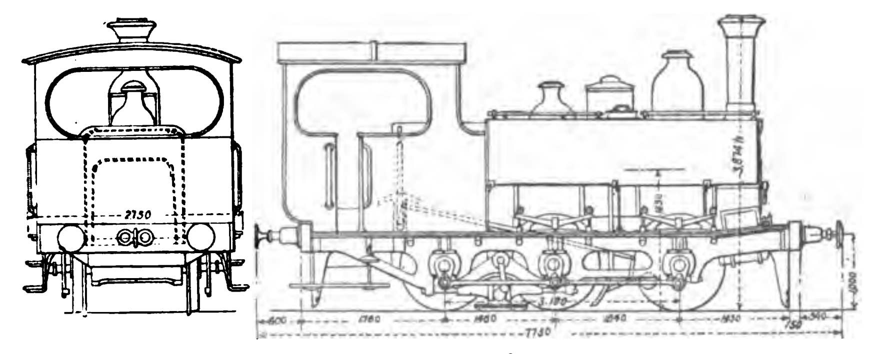


Fig. 244. — Type 51 de l'État Belge.

Poids d'eau dans la chaudière	3000 kilg.
» dans les soutes	4000
Base des roues.	3.100
Poids sur la première paire	10000 kilg.
» deuxième »	10800
» troisième »	9700
Poids total en marche	30500
Effort aux jantes	2900

Ces machines sont munies d'un frein dont les sabots appuient sur les rails (1).

§ III

Lignes secondaires

110. — *Machines de tramways, voitures à vapeur.* — Toutes les machines considérées dans les numéros précédents se rapportent à la grande exploitation et à la voie normale; les lignes à voie étroite pour le trafic local, les tramways, etc., exigent naturellement un matériel adapté à des exigences spéciales; les vitesses sont modérées, mais les lignes sont souvent à fortes rampes et toujours à courbes de faible rayon; les démarrages sont fréquents. Les machines sont donc portées sur un train de petites roues et comprennent deux ou trois essieux accouplés; la base de roues doit être courte. Ces machines n'admettent guère que des cylindres extérieurs comme dans tous les cas où les roues

1. Pour la description de nombreuses machines anglaises et américaines, voir *Engineering*, *Express à roues libres*: G. Northern, 1887-1-471 ; N. Eastern, 89-1-107 et 95-1-146 ; Midland, 88-1-273 et 97-2-466 ; *G. Western*, 92-2-43.

Express à roues accouplées: Glasgow et S. W., 80-2-213, 83-2-261 ; G. Eastern, 83-2-447 ; Caledonian, 86-2-105 ; N. Eastern compound, 88-1-309, 93-2-140, 95-2-25 ; Midland, 87-2-598 ; L. et S. Western, 87-2-186 ; S. Eastern, 90-1-531 ; G. N. of Scotland, 90-1-619 ; Highland, 91-2-413 ; L. et S. Western, 93-1-380 ; Vauclain compound à anthracite, 93-2-172, 238, 301 ; Empire express nº 999, 93-2-330, 359 ; W. Highland, 93-2-344 ; Manchester, Sheffield et Lincolnshire, 94-2-139 ; Philadelphia et Reading, 95-2-455.

Machines pour trains locaux et omnibus : L. Tilbury, 81-1-39 ; Brighton, 82-2-352 : Métropolitain de Londres, 91-2-718 : G. Eastern mixte, 93-2-652 ; Barry Docks, 93-1-904.

Machines à marchandises : L. et N. Western, 80-2-294 ; N. London. 81-1-379, 90-2-394 ; Webb machine-tender compound, 87-2-13 ; N. Eastern, 87-2-323.

Machines puissantes pour trains lourds: G. Eastern (Mogul) 80-1-66; Consolidation, 87-2-429, 89-2-486 ; N. S. Wales (Baldwin) 92-1-585 ; L. N. Western 92-2-780; idem compound 94-2-193 et 95-2-571 ; Baldwin (Mogul) 93-2-172 ; Baldwin (Decapod) 94-1-223.

sont petites et rapprochées; les cylindres sont assez rapprochés de la voie, le mécanisme est exposé à la poussière, les règlements imposent souvent l'obligation de le cacher. Le roulement doit se faire indifféremment dans les deux sens, le train de roues est symétrique, les machines ont souvent deux plateformes, avec double manœuvre pour le modérateur et le changement de marche ; enfin, les parcours étant faibles, les approvisionnements sont portés par les machines.

Dans les villes les règlements imposent parfois l'échappement silencieux et défendent de rejeter la fumée et la vapeur dans l'atmosphère ; en Angleterre, la vitesse est limitée, le feu doit être invisible, et un régulateur doit être adapté au mécanisme pour limiter la vitesse à 10 milles (environ 16 kilomètres) à l'heure. Il faut ajouter à ces sujétions que les ateliers d'entretien des petites lignes sont réduits au minimum et que le matériel de réserve n'est pas aussi abondant toutes proportions gardées que dans les grandes exploitations; il faut donc dans la construction éviter les complications mécaniques, rendre les pièces accessibles, donner à tous les frottements de larges surfaces. La chaudière mérite d'autant plus d'attention que par ses petites dimensions elle est difficilement visitée et nettoyée, il faut donc la proportionner largement, multiplier les bouchons et les regards etc.

La fumivorité n'est bien obtenue que par l'emploi du coke; les coups de l'échappement sont amortis souvent par une caisse en tôle dans laquelle la vapeur est dirigée avant de se rendre à la tuyère, elle arrive à l'orifice de celle-ci en jet plus continu. Lorsqu'il est interdit de rejeter la vapeur dans l'atmosphère, il faut la condenser soit dans une soute à eau, soit dans un condenseur tubulaire refroidi par le courant d'air dû à la vitesse.

Ces condenseurs sont souvent employés, ils consistent en serpentins de très grande surface qu'on loge à plat sur le toit de la marquise abritant la machine; ces condenseurs se rongent assez vite.

Il y a d'ailleurs à distinguer des véritables lignes secondaires parcourues par des trains, les tramways établis à l'intérieur des villes pour les voyageurs seulement, où le plus souvent une ou deux voitures sont attelées à une machine.

Enfin on a construit des voitures à vapeur pour la voie normale. Ces voitures automobiles, introduites en Belgique par Belpaire, devaient faire le service des lignes de ceinture donnant lieu à un mouvement continu mais peu volumineux; on s'est assez mal trouvé de la liaison intime de

la machine avec la voiture, ce genre de véhicules continue à circuler, mais on n'en a pas construit de nouveaux (1).

111. — *Système à eau surchauffée de Lamm et Francq.* — Dans ce système, imaginé en Amérique par Lamm en 1872, la source de l'énergie est l'eau à haute température emportée dans un réservoir fermé et chauffé avant le départ; la machine n'a donc ni foyer ni chaudière, bien que son dôme lui donne une certaine analogie d'aspect avec une machine ordinaire. Au point de vue de sa construction et de son agencement, le système est fort simple, et nous n'en donnons qu'une description sommaire (2); son emploi s'indique lorsqu'on ne peut rejeter la fumée dans l'atmosphère, comme dans l'intérieur des villes. Il s'est aussi répandu dans les colonies et notamment à Java; la vapeur étant formée dans des chaudières fixes, peut être produite avec un combustible quelconque qui ne conviendrait pas pour alimenter un foyer de chaudière locomotive.

Le principe de ces machines est le suivant : un réservoir horizontal en tôle capable de résister à 15 atmosphères environ remplace la chaudière; il est protégé avec soin contre le refroidissement par une couche d'air, une enveloppe de feutre et une enveloppe en tôle polie. Au départ, le réservoir est rempli d'eau jusqu'aux trois quarts environ de sa hauteur, puis il est mis en communication par un tuyautage et un accouplement à raccord flexible avec une batterie de chaudières fixes fonctionnant à la pression de 15 atmosphères. La vapeur chauffe l'eau du réservoir par mélange ; à cet effet, elle est amenée par un tuyau intérieur depuis le raccord jusqu'à un tuyau perforé qui occupe toute la longueur du réservoir à une faible distance de la génératrice inférieure. Lorsque l'équilibre

1. Voir *Engineering* : Machines de tramways de *Merryweather*, 1879-1-256 idem avec chaudière verticale et tubes Field, 1883-1-221 ; idem à chaudière ordinaire, 83-1-243, 85-2-230. Machines de tramways de Ch. Brown avec balanciers de renvoi, chaudières permettant un grand abaissement du niveau, 80-1-46, 82-1-109; machine pour voie de 0m,75 par la Société Saint-Léonard, 3 essieux accouplés, 81-2-480 ; *Black Hawthorn et Cie*, compound avec condenseur, 87-2-354 ; avec régulateur de vitesse 84-1-454 ; *Aveling et Porter* avec transmission par engrenages, 87-2-430; *Krauss*, avec condenseur, 87-2-217 ; articulée *Mallet*, 89-1-482; type des chemins de fer vicinaux de Belgique, 3 essieux couplés, 18 à 19 tonnes en ordre de marche, 89-2-737; machines Fairlie pour voie de 0.60 du Festiniog 73-1-180, idem pour voie de 0.75 des chemins de fer saxons 86-1-309 idem des chemins de fer mexicains 89-1-323 ; article général sur le système Fairlie, 73-2-396.

Portefeuille des Machines, 1894, Pl. 5-6, voiture automobile Rowan.

2. V. *Engineering*, 1880-1-99, 1882-2-208 ; *Annales des mines*, novembre 1890 ; *Hirsch et Debize, Machines à vapeur* t. I.

de pression est établi, la température de l'eau est d'environ 200 degrés, et toute la partie du réservoir qui se trouve au-dessus du liquide forme une chambre de vapeur, qui comprend un dôme assez volumineux. La vapeur est prise sur ce dôme, et elle pourrait être conduite aux chapelles des cylindres, mais sa pression est réduite au préalable à 6 atmosphères environ par un *détendeur* (3[e] fasc. n° 73) ; le machiniste peut cependant agir sur le levier d'équilibre du détendeur de manière à obtenir un effort plus grand pour le démarrage, ou à dépenser la vapeur sous une pression inférieure.

Pour les tramways, le système est souvent complété par un condenseur de la vapeur d'échappement, mais cet accessoire ne présente rien de particulier.

La température de l'eau chaude s'abaisse progressivement et la limite du parcours possible est atteinte au moment où la pression est celle de la vapeur détendue ; la contenance du réservoir est fonction de l'espacement des stations de prise de vapeur. La quantité d'eau qui se vaporise pendant le trajet est précisément égale au poids de vapeur introduit à chaque station et qui se condense en rétablissant le niveau primitif.

Pour apprécier le système au point de vue thermique, négligeons la vapeur contenue dans le réservoir, dont le poids est très faible en comparaison de celui de l'eau; soit P le poids d'eau au début, supposons d'abord qu'il n'y ait pas de détendeur, et que la vapeur soit admise à chaque coup de piston en quantité telle que sa détente soit complète ; soit KA (fig. 245) la ligne d'échauffement du liquide, à la station centrale.

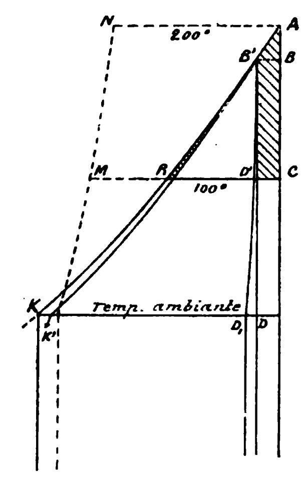


Fig. 245.

Pendant l'admission, la détente adiabatique du fluide contenu dans le réservoir est représentée par l'élément AB du diagramme entropique, et lorsque l'admission se ferme, B'B représente le poids p de vapeur mis en liberté par l'eau et isole dans le cylindre, poids qui se détend pour son compte suivant l'adiabatique BC et qui s'échappe ensuite dans l'atmosphère. Traçons par B' la ligne D'B' qui se rapporte à l'échauffe-

ment du poids p de liquide; la chaleur transformée en travail par le coup de piston est ACD'B'A, car, pour ramener les choses à l'état initial, il faudrait échauffer le poids p suivant D'B' puis le poids total P suivant B'A. Comme le liquide doit être échauffé à la station centrale depuis la température ambiante, la chaleur fournie est représentée par la surface qui sous-tend D_1B'A. La surface comprise entre B'D_1 et B'D peut être représentée par le triangle curviligne KB'K' en prenant KK'=DD_1 etc. La chaleur transformée en travail par le coup de piston se compose donc de la somme des surfaces couvertes de hachures, tandis que la chaleur qui reste disponible après ce premier coup de piston est la surface comprise sous K'B'.

Au second coup de piston, un cycle analogue est accompli, mais son point de départ est B', et le poids du fluide en jeu n'est plus que P—p, et ainsi de suite. En résumé s'il n'y avait pas de détendeur et si l'introduction constamment variable était réglée de manière à obtenir une détente complète dans le cylindre, la chaleur totale transformée en travail serait la surface RAC.

Le cycle ordinaire d'une machine à détente complète à pression initiale constante serait évidemment plus avantageux, puisqu'à quantité de chaleur dépensée égale, figurée par le tracé pointillé, il permettrait d'obtenir le travail MNAC (V. 3e fasc. Chap. V).

Cependant, il y a lieu de tenir compte de ce que le parcours n'est pas prolongé jusqu'à épuisement de la pression effective du réservoir, et que de ce chef la portion la plus désavantageuse du cycle est évitée, car il est évident que plus la chute de pression est modérée pendant la marche, plus est réduite aussi la chute de température sous laquelle la chaleur passe de la chaudière fixe au réservoir lors du chargement. C'est cette chute qui abaisse le rendement du cycle en supprimant complètement son isothermique supérieure.

D'un autre côté, le rendement est abaissé par le détendeur (4e fasc. n° 118), surtout aux fortes pressions initiales.

Les imperfections théoriques qui viennent d'être signalées n'impliquent aucunement l'infériorité du système Lamm, car outre les avantages caractéristiques qu'il possède, ces imperfections peuvent déjà être compensées dans une certaine mesure par le rendement plus élevé de la machine envisagée comme appareil de traction; ainsi, une locomotive ordinaire pèse 50 pour cent de plus à égale puissance que la machine du système Lamm capable de desservir un tronçon de 4 à 5 kilomètres

de longueur : il faut également tenir compte du rendement élevé des chaudières fixes, de la diminution des frais d'entretien, etc.

C'est dans le même ordre d'idées que l'on a employé les chaudières à soude Honigmann, dans lesquelles la chaleur nécessaire à la vaporisation est celle que dégage une certaine quantité de soude en s'unissant avec l'eau provenant de la vapeur de décharge (3e fasc. 141).

112. — *Systèmes à air comprimé.* — L'air comprimé à haute tension dans un réservoir permet d'emmagasiner une quantité d'énergie suffisante pour effectuer un certain trajet; il est d'abord amené à pression constante aux cylindres par un détendeur, il peut aussi être réchauffé au préalable pour le fonctionnement à détente.

M. *Mékarski* a attaché son nom à la locomotion à air comprimé, qui date de 1872-1873, et dont l'une des premières applications a été faite pendant le percement du Saint-Gothard; plus tard la pression a été augmentée jusqu'à 80 kilogrammes par centimètre carré sur une ligne des environs de Paris, afin d'emmagasiner dans des réservoirs limités une quantité d'énergie suffisante pour un long trajet.

Le système *Popp-Conti* employé dans quelques villes françaises est aussi basé sur l'air comprimé, mais celui-ci est amené le long de la ligne par une canalisation, sur laquelle sont établies à des distances de de 2 à 3 kilomètres des prises d'air automatiques; la provision d'énergie est ainsi beaucoup moindre, et une pression initiale de 25 kilogrammes est suffisante.

La discussion de ces systèmes appartient plutôt aux applications de l'air comprimé, dont la théorie est exposée dans le 8e fascicule du présent ouvrage [1].

1. Voir *Haton de la Goupillière, Cours de machines*, t. I., p. 349; le système Popp-Conti est décrit dans l'ouvrage intitulé : *Les Automobiles*, par D. Farman, (Fritsch, 1896).

CHAPITRE VIII.

Lignes de montagne. Funiculaires, etc.

§ Ier

MACHINES A CRÉMAILLÈRES.

113. — Pour les machines à adhérence, on sait que la charge remorquée s'annule sur la rampe limite (28); le rendement devient d'ailleurs insignifiant lorsque l'inclinaison, sans être aussi forte, atteint 40 à 50 millimètres par mètre. Pour remorquer des charges sur des rampes croissantes, il faut augmenter l'effort de traction relativement au poids mort de la locomotive, et s'affranchir par conséquent de la condition d'adhérence.

L'effort de traction peut être augmenté jusqu'à une certaine limite par la diminution du diamètre des roues motrices, ou par une attaque indirecte de ces roues, en interposant une transmission entre l'arbre des manivelles et l'essieu; quant à l'adhérence, on a pu l'augmenter dans le système *Fell*, par des galets à axe vertical s'appuyant latéralement contre le bourrelet d'un rail central; ces galets étaient actionnés par des cylindres moteurs supplémentaires, et le machiniste pouvait faire varier la pression sur le bourrelet. Ce système, essayé au Mont-Cenis sur des rampes de 83 millimètres avant le percement du grand tunnel, n'a pas réussi pratiquement. (Couche, tome II).

La solution la plus avantageuse consiste à renoncer à l'adhérence, et à prendre appui sur une crémaillère centrale comme on l'avait fait inutilement au début pour les lignes de niveau. Le promoteur des lignes à crémaillère est Riggenbach, l'auteur du premier chemin de fer du Righi, mis en exploitation en 1870; plus tard, M. Abt a adopté un autre système de crémaillère s'adaptant mieux aux courbes; de nombreuses lignes existent aujourd'hui conçues d'après les deux systèmes, et

exploitées par des locomotives qui présentent parfois de notables différences.

La crémaillère à dents horizontales ne fournit pas une prise d'une sécurité parfaite au delà d'une certaine rampe. Plus l'inclinaison se rapproche de la verticale, et moins grande est la réaction qui maintient les dents en prise; l'influence du frottement tend encore à diminuer cette réaction (1er fasc. n° 67); on conçoit d'ailleurs que si la voie atteignait la limite extrême de l'inclinaison, c'est-à-dire, si elle était verticale, le pignon aurait une tendance au désengrènement égale au frottement des dents en contact. La limite pratique des rampes franchissables au moyen de la crémaillère ordinaire est de 300 millimètres par mètre (Corcovado, Brésil); au Mont Pilate, où la rampe atteint 480 millimètres, on a eu recours au Système Locher, qui consiste à employer un rail central denté sur ses faces latérales, et attaqué par des pignons dont les axes sont normaux au plan incliné. Au chemin de fer du Hoellenthal (Bade), M.M. Bissinger et Klose ont modifié le mode de construction de la crémaillère Riggenbach de manière à permettre le remplacement facile des dents.

Certaines lignes comportent des tronçons exploitables par l'adhérence, les voies sont alors disposées d'une manière spéciale pour l'entrée en prise du pignon avec la crémaillère. Les locomotives donnent lieu à un assez grand nombre de combinaisons, suivant qu'elles sont disposées pour fonctionner à crémaillère seulement, ou à crémaillère et à adhérence simultanément, celle-ci intervenant pour diminuer la fatigue et l'usure des dents. L'arbre du pignon peut encore être actionné directement par les cylindres ou bien indirectement, c'est-à-dire par une transmission. Certaines machines ont une paire indépendante de cylindres pour attaquer les roues, l'autre paire actionnant le pignon.

Enfin, le réglage de la vitesse à la descente, l'arrêt et les dispositifs de sûreté sont d'une extrême importance. Pour la descente, la marche à contre-vapeur est employée systématiquement; une soupape de rentrée d'air se trouve branchée sur le tuyau d'échappement, ce qui évite l'introduction des poussières dans le cylindre; le modérateur étant fermé, le piston comprime l'air aspiré dans le tuyau de prise de vapeur, d'où il peut s'échapper par un robinet commandé par le machiniste; la fermeture de ce robinet arrête la machine. Indépendamment de ce moyen, qui peut faire défaut en cas d'avarie, un frein à bande manœuvré par le machiniste est monté sur l'arbre du pignon ou sur l'arbre qui le com-

mande lorsque la transmission n'est pas directe ; dans les locomotives construites pour le Brunig en 1892, un pignon auxiliaire se trouve même engagé dans la crémaillère et tourne follement sur son axe, il est immobilisé par un frein dans le cas où le pignon moteur fait défaut. Dans certaines machines, le frein est déclenché automatiquement par un régulateur centrifuge lorsque la vitesse de descente atteint une certaine limite ($1^m,30$ par seconde au Pilate).

Le matériel des lignes à crémaillère donne lieu à des études de grand intérêt, auquel le tracé des lignes, le choix des rampes, etc., est intimement lié ; nous ne l'avons fait figurer ici que pour mémoire, nous renvoyons pour cette question spéciale à la bibliographie indiquée en note (1).

§ II.

114. — *Systèmes funiculaires* (2). — Les systèmes à traction par câbles ont été employés d'ancienne date pour l'exploitation des rampes ; beaucoup de ces plans inclinés ont disparu, les perfectionnements des locomotives ayant permis de les adapter à des rampes plus fortes ; de ce nombre sont les plans inclinés de Liége, établis par Maus et qui ont fonctionné jusqu'en 1866 pour le service des voyageurs et jusqu'en 1871 pour celui des marchandises ; leur inclinaison, de 30 millimètres par mètre seulement, ne parait plus excessive aujourd'hui pour les machines spéciales de fortes rampes. Chaque plan était desservi par un câble sans fin avec brin descendant et brin montant ; le circuit fermé était maintenu dans un état de tension convenable au moyen d'une boucle avec poulie et contrepoids tendeur. Les trains n'empruntaient le câble que pour monter, ils n'étaient donc jamais équilibrés, et tout

1. *Chemins de fer à crémaillère*, par Lévy-Lambert, Paris. 1892 ; cet ouvrage très complet envisage la voie, le matériel roulant et l'exploitation.

La publication *Engineering* renferme une série d'articles d'un grand intérêt sur les systèmes Riggenbach, Abt, etc ; voir notamment : 1879-1-130, locomotives exposées en 1878 à Paris par Riggenbach ; 1889-2-395 et 1891-2-628, locomotives du Brunig ; 1889-2-514, chemin de fer du Mont-Pilate ; 1891-1-139, 153 et 304, ligne du Hoellenthal ; 1891-2-267, ligne du Manitou (Colorado) ; 1892-2-593, Brienz-Rothorn ; 1892-2-741 et 805, Saint-Gall et Gais ; 1894-2-512, chemin de fer à crémaillère établi au Japon ; 1894-2-657, étude sur les chemins de fer stratégiques en pays de montagnes par Du Riche Preller ; 1894-2-660, locomotive mixte à adhérence et à crémaillère ; 1895-1-596, chemin de fer à crémaillère établi à Sumatra.

2. Voir l'ouvrage très documenté intitulé : « *Chemins de fer funiculaires et transports aériens* », par A. Lévy-Lambert, Paris, 1894.

l'effort de traction nécessaire à la remorque, de même que les frottements dus à la circulation du câble, devaient lui être communiqués par une paire de poulies motrices à cinq gorges. Les trains étaient remorqués par un wagon spécial portant une pince d'attache opérant par étranglement du câble, et muni d'un frein à patin.

Le système contenait en principe l'idée qui a conduit aux tramways funiculaires des Etats-Unis, dont le premier, desservant une rue de San-Francisco, a été mis en exploitation en 1873; des tramways à câbles ont été établis ensuite à Chicago, au pont suspendu de Brooklyn et dans d'autres villes. En Europe, le système à câbles a été appliqué sur une échelle très modeste, à Londres, Birmingham, Edimbourg, mais les lignes électriques semblent en avoir arrêté le développement; on peut cependant en citer l'exemple tout à fait récent de Glasgow, dont l'importance est marquée par la puissance des deux machines motrices de 1500 chevaux chacune établies à la station centrale ([1]).

Le câble sans fin souterrain est animé d'un mouvement de translation continu, les voitures s'y attachent ou s'en détachent à volonté au moyen d'une pince (*grip*), qui passe dans une rainure étroite de la voie, et qui est manœuvrée par le conducteur. Le système donne lieu à des frais d'établissement élevés, la force motrice absorbée pour faire circuler le câble à vide est ordinairement une constante assez forte; le système ne s'indique que pour un trafic très intense, auquel cas il donne de bons résultats ; il a surtout des avantages lorsque les lignes présentent de fortes rampes, il est alors à peu près seul applicable à l'intérieur des villes.

On peut rattacher au même système les transports à chaîne flottante souvent employés dans l'exploitation des mines, bien que les moyens mis en œuvre soient fort différents.

Au lieu du système à câble sans fin, on a souvent recours pour les courtes lignes isolées à rampes exceptionnellement fortes établies en concurrence avec les chemins de fer à crémaillères, à un mode d'exploitation qui réduit considérablement la dépense de force motrice. Deux voitures sont associées l'une à la descente, l'autre à la remonte, de manière à s'équilibrer en grande partie; le câble réunit les deux voi-

1. Light Cable Traction in California, *Engg.*, 1891-1-34; Glasgow District Railway, 1896-2-608, 631, 697.

tures et passe au sommet du plan incliné sur un treuil destiné à fournir le supplément de force ou à produire l'arrêt.

Ces plans peuvent être automobiles, à la condition que la charge du train descendant soit plus forte que celle du train montant; une caisse à eau que l'on remplit au sommet et que l'on décharge au bas de la rampe sert à produire le mouvement; on a établi en Suisse quelques-uns de ces funiculaires, le plus connu est celui de Territet-Glion, dont l'inclinaison atteint 570 millimètres par mètre.

L'équilibrage du câble lui-même donne lieu à un problème intéressant, le même que pour les machines d'extraction des mines, mais il comporte ici une autre solution; on peut en effet, en adoptant un profil d'inclinaison croissante vers le sommet, graduer en chaque point du parcours la composante de la pesanteur de manière à équilibrer la longueur variable du câble.

Les funiculaires à contrepoids d'eau sont relativement rares; la machine motrice est donc établie au sommet, et ses mouvements commandent ceux du câble que le poids du train descendant maintient en tension pour le brin qui se déroule. L'étude dynamique du système au point de vue de l'état de sollicitation du câble est un problème que nous nous bornons à signaler.

Les funiculaires n'admettent pas les tracés en fortes courbes; on peut citer comme l'un des plus hardis à cet égard celui du *Burgenstock* sur le lac des Quatre-Cantons.

Des moyens d'arrêt doivent être établis en cas de rupture du câble, les voies sont donc à crémaillère centrale, et le pignon portant la poulie du frein s'y trouve engagé.

115. — *Système Agudio.* — La voie est à crémaillère et un pignon moteur s'y engage; la particularité du système consiste dans le moteur : celui-ci, au lieu d'être une locomotive automobile, est un chariot recevant sa force motrice d'un câble sans fin aérien circulant à grande vitesse, et actionné par une machine fixe. Le câble ne doit au total que fournir le travail moteur au chariot, et les transmissions établies entre les poulies réceptrices et le pignon ralentissent la vitesse dans une forte mesure en multipliant l'effort. Le système présente la plus grande analogie avec les ponts roulants d'ateliers mus par corde sans fin. Un chemin de fer de ce système a été mis en exploitation à *la Soperga*, près de Turin, en 1893.

CHAPITRE IX.

Chemins de fer aériens [1].

116. — Le promoteur du système est Charles Hodgson (1868), qui emploie un câble servant à la fois de support et de moyen de traction, mais dans la plupart des chemins de fer aériens modernes, la voie est constituée par un câble métallique fixe porté sur chevalets et tendu de manière à ne pas avoir une flèche trop forte entre les points d'appui. La benne de transport est suspendue à une poulie qui roule sur le câble fixe ou *câble porteur*, et elle est actionnée par un câble sans fin mobile, appelé *câble tracteur*. Une pince d'attache à serrage automatique rend chaque benne solidaire du câble mobile.

Ces chemins de fer aériens sont à deux voies, c'est-à-dire à deux câbles porteurs; aux extrémités sont établis des rails courbes qui servent d'évitement et où les bennes déclenchées du câble tracteur peuvent être manœuvrées à bras d'homme, chargées, basculées, etc. Les détails de construction et d'installation des contrepoids tendeurs, des poulies-guides, des pinces d'attache, des voies d'évitement, etc.; demandent une étude spéciale ; toutes ces questions ont été fort bien résolues par Otto et Bleichert, Pohlig, Beer et par d'autres constructeurs.

Les transports aériens ont pris une très grande extension surtout dans les usines, ils peuvent passer au-dessus des bâtiments, franchir les routes, les chemins de fer, les canaux, et atteindre une grande altitude ordinairement nécessaire pour la formation des crassiers.

1. A. Lévy-Lambert, *ouvrage cité,* renferme la description des divers transports aériens, le calcul des câbles, etc.
Transport aérien *Bleichert, Praktische M. C.*, 1886, Pl. 33-34.
Otto System of Rope Haulage, Engg., 1888-1-331.
Aerial Cableway de Capetown, Engg., 1896-2-305.
Les transports par câbles aériens, par Thiéry et Demonet. *Bulletin de la Société industrielle de l'Est,* 1896, 5e fasc.

MACHINES MARINES

117. — La résistance au mouvement d'un flotteur dépend de ses dimensions et de ses formes, mais elle augmente avec la vitesse suivant une progression plus rapide que celle du mouvement sur roues. Le transport par eau, extrêmement économique à faible vitesse, devient impraticable pour des vitesses analogues à celles que l'on réalise sur les voies ferrées. Les bâtiments à allure extrêmement rapide ne transportent que des cargaisons insignifiantes, et la vitesse de 30 milles marins à l'heure (56 kilomètres environ) n'est atteinte que par les contre-torpilleurs très légers se trouvant dans des conditions tout à fait spéciales, qui ne conviendraient nullement à un service commercial prolongé.

Nous n'avons pas à envisager ici dans toute sa généralité le problème de la navigation à vapeur ; nous nous proposons simplement de discuter d'une manière élémentaire l'influence des divers éléments de la question afin de poser quelques principes fondamentaux qui doivent servir de guide dans tout problème de propulsion, et qui suffiront à préserver le mécanicien des utopies dans lesquelles il est facile de verser. Comme conclusion de cette étude, nous ferons ressortir d'une manière générale les caractères des machines marines modernes.

118. — *Conditions auxquelles doit satisfaire le navire.* — Le navire doit satisfaire aux conditions de stabilité des corps flottants ; la flottaison s'établit de manière à ce que la poussée du liquide qui s'exerce au centre de gravité du volume déplacé, ou centre de carène, soit égale au

poids total du flotteur et de sa cargaison appliqué au centre de gravité général du système. Le centre de carène et le centre de gravité sont sur la même verticale, l'étude des formes et la répartition des poids s'influencent donc mutuellement; une erreur sur ce point a pour effet de donner au navire une flottaison différente de celle qui est prévue.

Il faut aussi que le navire ne chavire pas sous l'influence des forces auxquelles il est soumis, qu'il ne prenne qu'une inclinaison limitée sous l'action de sa voilure, et qu'il revienne à sa flottaison normale lorsqu'il en est écarté par une cause accidentelle. En outre, les mouvements de roulis produits par la houle ne peuvent dépasser une certaine amplitude, ni avoir une période trop courte qui serait accompagnée pour tous les objets se trouvant à bord d'accélérations très grandes. La lenteur du roulis est une qualité particulièrement recherchée pour les paquebots à passagers et encore plus pour les bâtiments militaires au point de vue du tir.

C'est par le choix des proportions et des formes que l'on satisfait autant que possible aux conditions de stabilité ; celle-ci est aussi influencée par la répartition des poids de construction et par l'arrimage de la cargaison, mais cette répartition donne peu de latitude, chaque bâtiment ayant à satisfaire à un programme bien déterminé.

Les formes doivent être choisies de manière à diminuer autant que possible la résistance à la marche ; cette condition est toute relative, car l'affinement des formes de la carène diminue le déplacement, et par conséquent la capacité de transport du navire.

Enfin, le flotteur doit résister avec une sécurité suffisante aux forces qui tendent à le rompre, et qui sont de la même nature que celles qui sollicitent une poutre. Elles sont dues, en effet, à la différence qui existe pour chaque tranche transversale entre le poids de cette tranche et la poussée qui s'exerce sur elle. Lorsque le flotteur est dans sa position normale, les forces infléchissantes sont dans le plan médian, mais elles changent de sens par suite du mouvement relatif du navire par rapport à la houle. Comme le navire peut prendre des inclinaisons prononcées en roulant d'un bord sur l'autre, le plan de flexion est mobile. Ces conditions imposent à elles seules la nécessité de ne pas dépasser pour le rapport de la longueur au creux ni pour le rapport de la longueur à la largeur certaines valeurs limites au delà desquelles les renforts nécessaires augmenteraient les poids de coque dans une forte mesure.

Pour les navires servant aux transports pondéreux, qui doivent pou-

voir naviguer à l'état lège, et dans tous les cas pouvoir flotter dans la position droite jusqu'à la limite extrême de leur déchargement, les conditions de stabilité doivent être satisfaites pour une série de flottaisons comprises dans une zone étendue. La navigation à l'état lège se fait ordinairement avec le concours d'une certaine quantité de lest ; la construction en fer ou en acier permet l'emploi du lest liquide emprisonné dans des soutes de fond.

Si l'on ajoute à ces conditions que le navire doit pouvoir évoluer sous l'action de son gouvernail, être pourvu d'emménagements conformément à son programme, être cloisonné pour conserver une flottabilité suffisante en cas de voies d'eau, on se fera une idée de la complexité du problème à résoudre par l'*Architecture navale* indépendamment des questions relatives à la propulsion elle-même.

119. — *Divers modes de transport par eau.* — Il faut distinguer :

1° Le halage pratiqué sur les canaux et les rivières, et dont le remorquage et le touage ne sont que des formes particulières.

2° La navigation à la voile, dans laquelle l'action du vent extérieure au navire est utilisée comme force motrice.

3° La propulsion proprement dite, dans laquelle le navire, par l'action de forces intérieures, développe une réaction de l'eau ou poussée, qui produit un effet moteur.

C'est surtout de ce troisième moyen que nous avons à nous occuper.

CHAPITRE PREMIER

Propulsion.

§ Ier

ACTION DU PROPULSEUR

120. — *Calcul de la poussée, rendement du propulseur.* — Considérons un navire animé de la vitesse v par rapport à l'eau immobile, cette vitesse étant produite par l'effet du moteur.

Pour fixer les idées, supposons que le propulseur soit une hélice établie à l'arrière du navire, que le bord des ailes pénètre sans choc dans l'eau immobile et que l'eau quitte les ailes à l'arrière animée de la vitesse absolue v'. Cette vitesse avec laquelle les filets sont rejetés n'est pas parallèle à la direction du mouvement, soit u la projection de v' sur cette direction.

Les actions qui se produisent entre l'eau et le propulseur ne seront pas changées si nous supposons que l'ensemble de l'eau et du navire est animé vers l'arrière d'une vitesse commune d'entraînement que nous choisirons égale et contraire à v ; nous aurons alors à considérer un navire se tenant immobile par l'effet de son hélice contre un courant, l'eau atteignant le propulseur avec la vitesse v et le quittant animée d'une vitesse dont la composante parallèle au mouvement est $v + u$.

Appliquons le principe des quantités de mouvement projetées à une masse d'eau déterminée comprise entre deux sections, l'une à l'avant, l'autre à l'arrière de l'hélice, pendant le temps élémentaire dt; la masse d'eau sur laquelle agit le propulseur est proportionnelle à la section de la veine attaquée par celui-ci et à la vitesse v.

Soit A la surface du cercle circonscrit à l'hélice, le moyeu étant supposé déduit, la masse qui passe de la vitesse v à la vitesse $v + u$ pendant le temps dt est :

$$\theta \frac{\Pi}{g} A\, v\, dt$$

θ étant un coefficient constant qui dépend de la fraction de pas.

La seule force agissant sur le liquide et qui donne lieu à une impulsion est l'action des ailes; soit F cette résultante projetée sur la direction du mouvement, on a après simplification :

$$F = \theta \frac{\Pi}{g} A\, v\, u \qquad (1)$$

F est égale et contraire à la résultante des réactions de l'eau sur l'hélice, c'est-à-dire à la force propulsive.

Le travail utile communiqué au navire est celui de la force F; il est Fv par seconde; le travail net donné au propulseur comprend Fv et toutes les pertes dues au frottement des ailes dans l'eau, à la force vive conservée à la sortie, etc.; si nous négligeons le frottement pour ne considérer que la force vive perdue à la sortie, le travail dépensé par seconde est :

$$F\, v + \theta \frac{\Pi}{2g} A\, v\, v'^2$$

Le rendement du propulseur est donc :

$$U = \frac{F}{F + \theta \frac{\Pi}{2g} A\, v'^2}$$

ou, en remplaçant F par sa valeur :

$$U = \frac{vu}{vu + \frac{v'^2}{2}}$$

Le maximum de U correspond, pour des valeurs de v et u données, au cas où v' est minimum, mais cette vitesse a pour limite inférieure sa projection u, auquel cas les filets sont rejetés à l'arrière dans le sens opposé à la direction du mouvement, le rendement devient alors :

$$U = \frac{v}{v + \frac{u}{2}} \qquad (2)$$

Enfin, cette valeur ne peut s'élever, pour une vitesse donnée, que si u diminue, condition qui, d'après l'équation (1), peut être obtenue par l'augmentation de A.

En résumé, le rendement du propulseur sans frottement est d'autant plus élevé qu'il attaque une veine de plus forte section et qu'il rejette les filets dans une direction moins oblique.

Ces conclusions générales restent vraies dans l'application, c'est-à-dire qu'on fait agir le propulseur sur la plus grande section transversale possible, afin de diminuer u, à moins que l'on ait très grand intérêt à réduire le diamètre du propulseur pour donner à la machine une allure rapide.

121. — Le raisonnement qui précède est applicable non seulement à l'hélice, mais aux roues à aubes latérales et aux roues d'arrière ; le propulseur est comparable dans son action à une pompe qui aspirerait l'eau à l'avant pour la refouler à l'arrière avec un supplément de vitesse. Les propulseurs appelés plus spécialement propulseurs hydrauliques ou à réaction, sur lesquels on a fondé autrefois beaucoup d'espérances et qui ne sont appliqués que dans des cas très spéciaux, notamment pour des bateaux de sauvetage à faible tirant d'eau, se réduisent en fait à une pompe rotative centrifuge ou axiale (7e fasc.), installée dans le navire même, et qu'on ne place sous la flottaison que pour la laisser amorcée d'une manière permanente. Le tuyau de refoulement débouche sous la flottaison au moyen de deux branches, l'une dirigée vers l'arrière, l'autre vers l'avant; le courant peut passer à volonté dans l'une ou l'autre de ces branches pour produire la marche en avant ou en arrière.

122. — *Recul.* — La quantité désignée par u serait la composante parallèle à l'axe du navire de la vitesse absolue de l'eau au moment où elle se sépare du propulseur; elle serait nulle si l'eau se comportait comme une matière plastique mais résistante (par exemple si on pouvait l'assimiler à un écrou); cette quantité représente le déplacement du propulseur qui, au point de vue cinématique, est perdu pour le mouvement : elle occasionne une perte d'effet utile, comme le démontre l'équation (2); mais elle est inévitable, car, en l'annulant, on supprimerait l'effort de propulsion F.

On rapporte ordinairement u à la vitesse théorique avec laquelle avancerait le propulseur si l'eau restait immobile sous son action, cette vitesse serait $v+u$, et l'on pose :

$$\rho = \frac{u}{v + u}$$

ρ s'appelle le recul, c'est ordinairement une fraction assez faible.

Si l'on désigne par V la vitesse que prendrait le navire sans recul du propulseur, on peut aussi écrire :

$$\rho = \frac{V - v}{V}$$

123. — *Choix et dimensions du propulseur.* — Nous avons vu par l'équation (1) que A doit être aussi grand que possible ; cette condition conduit à quelques indications sur les dimensions qu'il convient de donner au propulseur. Les navires de proportions normales sont à hélice parce que l'on peut ainsi donner aux machines motrices une allure rapide qui diminue leurs dimensions et leur poids ; le type pilon des machines à hélice est aussi celui qui conduit au moindre encombrement ; il est relativement favorable à la stabilité et ne fait pas craindre l'ovalisation des cylindres : ses qualités sont d'ailleurs appréciées même pour les machines fixes, où le moteur horizontal est pourtant d'un établissement si facile (5e fasc., n° 5).

Le plus grand diamètre qu'il est possible de donner à l'hélice est le tirant d'eau du navire à l'arrière, mais certaines déductions étant nécessaires pour que les ailes ne s'approchent pas trop du seuil de la cage d'étambot et pour qu'elles ne soient pas constamment découvertes par le tangage, le diamètre de l'hélice est inférieur au tirant d'eau arrière, tout au moins avec la disposition ordinaire de cage d'étambot. Cette proportion donne à A une valeur assez grande, c'est-à-dire qu'elle maintient le recul et le rendement dans des proportions convenables.

Les navires chargeurs sont généralement à une hélice ; il en a été de même des paquebots de vitesse qui ont précédé l'époque moderne : ainsi, l'un des navires les plus grands à une hélice, *l'Etruria*, construit vers 1887, a 17m,35 de largeur pour un tirant d'eau en charge de 6m,85 ; la proportion de la largeur au tirant d'eau y est notablement plus forte que dans les paquebots ordinaires à une seule hélice.

Pour les grands navires, le tirant d'eau est d'ailleurs limité par les conditions d'accès des ports [1] ; au delà de certaines limites, la propor-

1. On n'avait pu donner au célèbre *Great-Eastern*, que 7m,80 de tirant d'eau moyen pour l'énorme largeur de 25 mètres.

tion de la largeur au tirant d'eau devient anormale, et ne permet plus d'attaquer une veine suffisante au moyen d'une seule hélice; la grande puissance à développer se partage alors naturellement entre deux machines indépendantes, dont chacune actionne une hélice; c'est le cas de quelques paquebots énumérés ci-dessous :

NOMS DES NAVIRES	Longueur entre perpendiculaires	Largeur	Puissance indiquée
			chevaux
Touraine	157.45	17.00	12500
City of Paris (Paris)	160.70	19.30	20000
Majestic	172.20	17.50	17000
Normannia	152.00	17.48	14000
Campania	182.90	19.81	31050

Dans *le Campania,* le tirant d'eau au milieu n'atteint que 7 mètres; le rapport de la largeur au tirant d'eau est 2.83.

Pour les faibles tirants d'eau nécessités par l'accès de leurs ports d'attache, les services postaux entre l'Angleterre et le Continent n'ont pas abandonné le propulseur à aubes qui avait précédé l'hélice dans la navigation transocéanique. Ainsi *la Marie-Henriette,* de la ligne d'Ostende à Douvres, n'a que $2^{m},70$ de tirant d'eau pour une largeur de $11^{m},60$ en chiffres ronds; le rapport de ces dimensions atteint $4^{m},45$; la veine attaquée par les deux roues a une section de 12 mètres carrés. Pour obtenir le même résultat avec le propulseur ordinaire, il eut été nécessaire d'employer quatre hélices de 2 mètres de diamètre, ce qui eût été peu pratique à plusieurs points de vue.

Les roues latérales à aubes ne sont pas toujours admissibles; pour les rivières peu connues sujettes à de grandes variations de niveau et qui charrient des corps flottants, on trouve avantage à placer la roue en porte-à-faux à l'arrière dans une position telle que l'eau y arrive librement. Les bateaux à roue d'arrière (*stern wheel*) ont été employés depuis longtemps sur l'Ohio et le Mississipi ; on en construit fréquemment pour les rivières de l'Inde et de l'Afrique.

On a fait usage de l'hélice en la complétant par des directrices fixes, de manière à ramener les filets d'eau dans une direction plus rapprochée de l'axe; cette disposition, adoptée par Thornycroft pour de très faibles tirants d'eau, n'a pas prévalu.

La théorie générale du numéro 120 admet certaines restrictions quant à la manière dont l'eau est attaquée par le propulseur; il est évident qu'on met toutes choses au mieux en supposant que celui-ci rencontre sans choc les filets liquides. Cette condition n'est que partiellement remplie par l'hélice et par les roues à aubes, même lorsque celles-ci sont articulées. Le frottement et la résistance des ailes du propulseur dans l'eau sont des éléments avec lesquels il faut également compter.

Le rendement propre des propulseurs est peu connu, les deux éléments qui permettraient de le déterminer, c'est-à-dire la puissance effective transmise à l'arbre et la résistance de la carène étant d'une mesure difficile.

La formule (2) donne une limite supérieure du rendement lorsque le recul est connu; si l'on prend par exemple le recul de 0,245 donné par *la Marie-Henriette* dans ses essais de vitesse, on trouve :

$$v = 11^{m}.45\ ;\quad V = 15.20\ ;\ u = 3.75$$

d'où :

$$U = 0.86$$

valeur certainement trop élevée; l'hélice parait donner dans les meilleures conditions un rendement de 0,70 environ, le rendement des roues n'est pas supérieur à ce chiffre (1).

Les efforts faits pour améliorer le rendement des propulseurs dans des conditions données de recul, n'ont pas abouti; les formes d'hélices les plus variées ont été essayées sans qu'aucune ait une supériorité marquée. Il ne s'en suit pas qu'on ait une grande liberté dans le choix de l'hélice s'adaptant à un navire déterminé, parce que les machines sont projetées pour fournir leur puissance dans des conditions de pression, d'introduction et de vitesse qu'il n'est guère possible de modifier notablement après coup.

L'incertitude qui s'attache au rendement du propulseur n'empêche pas de déterminer avec une assez grande approximation la puissance

1. Le paquebot à roues « Prinses Elisabeth » de la ligne de Flessingue à Queenborough a développé 3670 chevaux à la vitesse de 17.5 nœuds. L'évaluation de la résistance de la carène par la méthode des modèles donne pour cette résistance 15816 kilogrammes à la vitesse de 17.5 nœuds, soit une puissance utilisée de 1880 chevaux pour la propulsion. En attribuant aux machines oscillantes et aux articulations des roues un rendement de 0,80, l'effet utile du propulseur serait de 0.64.

des machines, ainsi que nous le verrons au paragraphe suivant, parce que ce rendement se combine avec celui de la machine et avec la résistance du navire pour former un coefficient mieux connu.

§ II.

RÉSISTANCE DU NAVIRE [1]

124. — *Formules de résistance.* — La résistance à la marche du navire est due à la fois à la déviation des filets liquides qui rencontrent les faces inclinées de la carène et au frottement de l'eau sur la surface immergée; la résistance due à chacune de ces deux causes varie avec la vitesse, mais suivant une loi différente.

A faible vitesse, et pourvu que les formes soient continues, c'est le frottement qui est le facteur le plus important; il en est ainsi jusqu'aux plus grandes vitesses lorsque l'acuité de la carène est grande; au contraire, lorsque les formes sont plus renflées, la partie de la résistance due au déplacement des filets est comparable à celle provenant du frottement pour des vitesses modérées, et elle augmente ensuite beaucoup plus vite.

Pour traduire la résistance par une formule simple, on peut remarquer que, d'après les expériences de Froude (1er fasc., n° 33), le frottement est proportionnel à la surface immergée, et à une certaine puissance de la vitesse qui ne diffère pas beaucoup du carré. Quant au choc des filets liquides contre la surface continue de la carène, la théorie du choc des fluides conduit à l'évaluer par l'expression :

$$R = K\,B\,v^2 \tag{1}$$

B étant la plus grande section transversale immergée, v la vitesse, et K un coefficient constant inconnu [2].

Si l'on envisage des carènes à peu près semblables, leur surface mouillée augmente sensiblement dans le même rapport que leur section transversale immergée, on peut exprimer l'une en fonction de l'autre en

1. *Théorie du navire*, par Pollard et Dudebout, tome III.
2. Cette théorie a été développée à propos des récepteurs pneumatiques, mais le raisonnement s'applique à l'eau comme à l'air, avec une différence dans le coefficient (2e fasc. n° 115 et suivants).

la multipliant par un coefficient constant, de sorte que l'expression de la résistance totale se réduit à la formule (1) dans laquelle on donne à K une valeur choisie en conséquence.

La valeur de K varie nécessairement avec la finesse de la carène et avec l'état de sa surface; de plus, pour un même navire et des vitesses croissantes, K s'élève lentement, ce qui infirme la loi admise.

Cette formule est cependant d'usage courant, et si elle donne des résultats acceptables, c'est à la condition que l'on choisisse sa constante par comparaison avec des navires de formes et de vitesses semblables. Il existe d'autres formules dans lesquelles entrent le déplacement ou la surface immergée, elles sont sujettes aux mêmes écarts.

125. — *Evaluation de la résistance au moyen de modèles.* — L'idée sur laquelle repose ce procédé est ancienne, elle a été exposée rigoureusement par M. Reech ([1]) dès 1832, et se rattache au *Théorème sur la similitude en Mécanique* de Newton; nous ne la donnerons ici que pour l'application au navire.

Considérons l'un des points matériels d'un système à l'instant t; soit s l'arc et r le rayon de courbure de la trajectoire, m la masse du point. Appelons X, Y et Z les composantes suivant trois axes rectangulaires des forces extérieures sollicitantes, X', Y', Z' les composantes suivant les mêmes axes des forces extérieures totales; on a les relations :

$$X' = X - m\frac{d^2x}{dt^2}$$

$$Y' = Y - m\frac{d^2y}{dt^2}$$

$$Z' = Z - m\frac{d^2z}{dt^2}$$

Exprimons les composantes de l'accélération totale en fonction de l'accélération tangentielle et de l'accélération normale, et soient α, β, γ les angles de l'élément de la trajectoire avec les axes; soient de même a, b, c, les angles du rayon de courbure avec les axes; les équations deviennent :

$$X' = X - m\left(\frac{dv}{dt}\cos\alpha + \frac{v^2}{r}\cos a\right)$$

. . . .
. . . .

1. *Cours de mécanique d'après la nature généralement flexible et élastique des corps*. Paris, 1852.

ou, si l'on élimine le temps :

$$X' = X - m\left(\frac{v\,dv}{ds}\cos\alpha + \frac{v^2}{r}\cos a\right)$$

. . . .

. . . .

Comparons les mouvements homologues de deux systèmes géométriquement semblables et ayant même densité, et supposons que les points homologues décrivent des trajectoires semblables : les angles $\alpha\,\beta\,\gamma$, $a\,b\,c$, seront les mêmes dans les deux systèmes. Soit λ le rapport de similitude pour les dimensions, φ ce rapport pour les vitesses ; les accélérations normales seront dans le rapport :

$$\frac{\varphi^2}{\lambda}$$

les accélérations tangentielles seront dans le rapport :

$$\frac{\varphi^2}{\lambda} + \frac{v}{\lambda}\varphi\frac{d\varphi}{dv}$$

on voit que si φ est constant, les deux composantes de l'accélération varieront dans le même rapport

$$\frac{\varphi^2}{\lambda}$$

Les masses homologues variant comme λ^3 puisque la densité est supposée la même ; les forces d'inertie varient comme le produit des masses par les accélérations, c'est-à-dire comme

$$\varphi^2\,\lambda^2$$

Et il faut, pour que l'équilibre continue à exister pour le système nouveau, que les forces X, Y, Z, varient dans ce rapport ; mais comme la pesanteur est toujours comprise parmi les forces, et que celle-ci varie comme λ^3, il faut que l'on ait :

$$\lambda^3 = \varphi^2\,\lambda^2$$

ou :

$$\varphi^2 = \lambda$$

c'est-à-dire que le rapport des vitesses de deux points homologues des systèmes doit être la racine carrée du rapport des dimensions linéaires.

Considérons maintenant un navire et son modèle réduit dans le rapport linéaire λ; supposons que le modèle soit lesté de manière à présenter une carène semblable à celle du navire, c'est-à-dire que son enfoncement soit celui du navire multiplié par λ. Soit v la vitesse du navire pour laquelle on cherche la résistance R inconnue; le modèle est remorqué à la vitesse :

$$\frac{v}{\sqrt{\lambda}}$$

conformément à la règle trouvée; si la condition de similitude existe entre toutes les forces comme elle existe déjà pour la pesanteur, la résistance du modèle R' mesurée au moyen d'un dynamomètre sera liée à la résistance cherchée par la condition :

$$R = \lambda^3 R'$$

Il reste à savoir si les forces qui agissent entre le liquide et le modèle satisfont à la loi de similitude, c'est-à-dire si elles sont proportionnelles à λ^3 lorsque la vitesse du modèle est celle du navire réduite dans le rapport de la racine carrée de λ. Ce que l'on sait du frottement de l'eau montre qu'il en est *à peu près* ainsi, car ce frottement augmente comme les surfaces, c'est-à-dire comme λ^2, et comme le carré des vitesses, c'est-à-dire comme λ; le frottement du modèle pour la vitesse homologue à celle du navire serait donc dans la proportion voulue.

Cependant, la loi que nous venons de donner n'est qu'approximative, l'exposant de la vitesse dans la loi du frottement varie avec la nature des surfaces, et il peut différer sensiblement du carré. Mais on peut éliminer le frottement en l'évaluant séparément pour le modèle et pour le navire, et il est d'autant plus utile d'opérer ainsi que l'on peut alors composer le modèle d'une matière facile à travailler, comme la paraffine. C'est ainsi que le procédé est appliqué en Angleterre par l'amirauté et par la firme Denny. Parmi les autres forces en jeu entre le navire et les milieux dans lesquels il se meut, la pression atmosphérique n'est pas à considérer, car elle donne une résultante nulle sur le navire comme sur le modèle; la résistance de l'air toujours très faible, suit la même loi que celle de l'eau; l'expérience est donc faite en air calme, et on obtient

des résultats applicables dans les mêmes conditions. Le frottement de la carène dans l'eau étant éliminé comme nous l'avons dit, l'expérience fait connaître la part de la résistance totale afférente aux vagues formées par la marche; c'est celle qui échappe aux investigations directes, et sa détermination constitue l'utilité de la méthode. Celle-ci donne des résultats quantitatifs précis et applicables, la grande dépense qu'elle entraîne en installations fixes et en confection de modèles limite seule son emploi.

L'effet du propulseur sur la résistance peut être considérable; l'hélice par les courants qu'elle produit pour s'alimenter et par la réaction de son courant de décharge, occasionne une résistance propre qui n'existerait pas dans la remorque du navire à la même vitesse; les roues à aubes, par leur mode d'action, créent aussi une vague spéciale qui influence la résistance; pour obtenir des résultats précis, il est donc nécessaire de munir les modèles de leur propulseur, réduit dans le rapport λ, et de le commander à une vitesse linéaire qui satisfasse elle-même à la condition de similitude, c'est-à-dire égale à celle du propulseur réel réduit dans le rapport de la racine carrée de λ; comme le rayon est réduit dans le rapport λ, le nombre de tours pour le modèle est celui du propulseur réel *multiplié* par $\sqrt{\lambda}$. On a soin de disposer le propulseur de manière à ce que sa poussée ne soit pas communiquée au modèle.

126. — *Résistance dans un canal de section limitée.* — L'expérience montre que la résistance est considérablement augmentée dans les canaux, et d'autant plus que leur section est plus petite relativement à la section transversale immergée. L'eau déplacée à l'avant ne peut être ramenée à l'arrière que moyennant une dénivellation qui devient bientôt le facteur essentiel de la résistance. Les expériences de Dubied ont montré que la résistance dans un canal dont la section est de dix fois celle du maître-couple est double de la résistance dans une section indéfinie; le relèvement du fond a une influence analogue, M. Moreaux a trouvé sur le Rhône que la résistance augmentait de 32 pour cent en

1. Quelques détails généraux sur l'installation de MM. Denny, à Dumbarton, près Glasgow sont donnés dans *Engineering*, 1885-2-219. La description des appareils de l'amirauté à Haslar, et principalement l'outillage qui permet de façonner automatiquement le modèle d'après un plan se trouve dans le même recueil, 1893-1-156 et 329. M. *Thomas English* a récemment fait connaître un procédé basé sur l'emploi des modèles et qui permet de se passer du dynamomètre, *Procedings of M. E.*, janvier 1896.

passant de la profondeur de $7^m,50$ à celle de 2 mètres. Les expériences de M. Caméré (rapportées par M.M. Pollard et Dudebout dans l'ouvrage cité), ont été faites au moyen d'une barque chargée de manière à présenter des tirants d'eau croissants de $0^m,25$ à $1^m,20$, elle était remorquée dans une même section du canal de Bourgogne; à la vitesse de $1^m,00$ par seconde, la valeur du coefficient K de la formule, ou résistance du mètre carré de B en kilogrammes :

$$R = K\,B\,v^2$$

a varié de $0^k,244$ à 1.474, le rapport de la section transversale du canal au maître-couple immergé étant 16.4 dans le premier cas, et 3,45 pour le fort tirant d'eau.

Le matériel de la batellerie est d'ailleurs tout à fait spécial au point de vue des formes, qui sont dictées par d'autres considérations que la résistance à la marche (1).

127. — *Raison d'être du touage.* — Dans les rivières à fort courant, comme le Rhône, la pente de surface est loin d'être négligeable; le bateau qui remonte le fil de l'eau doit vaincre outre la résistance due à la vitesse relative, le travail dû à l'élévation de son centre de gravité; MM. Alheilig et Roche font remarquer que l'ascension totale depuis Saint-Louis-du-Rhône jusqu'à Lyon est de 160 mètres; il y a donc de ce chef une résistance supplémentaire. En eau calme on peut toujours diminuer la résistance en acceptant une marche assez lente, tandis que pour remonter un courant, la vitesse minimum relative est celle du courant lui-même, pour laquelle le navire serait encore au repos.

Si l'on considère que les bateaux de rivière ont un tirant d'eau très variable entre l'état lège et celui de plein chargement, et que leur résistance est accrue dans des proportions considérables par les raisons développées plus haut, on voit, par la théorie de la propulsion exposée dans le § Ier, que l'hélice y serait condamnée à un recul très grand, et par conséquent à un rendement très faible; les roues à aubes ne conviennent guère mieux, puisqu'elles demandent une immersion à peu près constante. Les divers systèmes de touage, dans lesquels le bateau remor-

1. *Navigation dans les canaux à faible section*, par M. Saint-Yves (*Annales des Ponts et Chaussées*, 1889, 1er semestre).
Recherches expérimentales sur le matériel de la batellerie, par F. B. de Mas.

queur agit sur un câble ou sur une chaîne noyée, sont affranchis de ces inconvénients puisque le rendement du propulseur est remplacé par celui du treuil, qui échappe à toutes les pertes hydrauliques signalées.

Le mode de touage le plus connu est celui dans lequel un câble dormant ou une chaîne sont immergés au fond, où le frottement les empêche de céder à la traction du treuil que porte le toueur. Les particularités du système consistent surtout dans les dispositions prises pour que le toueur puisse s'insérer sur le câble en un point quelconque ou s'en dégager. Une entreprise de touage sur le Rhin a démontré que le système ne convient pas pour les rivières à coudes très prononcés.

Indépendamment des difficultés d'exploitation, les systèmes de touage sur câble ou sur chaîne ont à vaincre certaines difficultés techniques, ils ne se sont pas en somme beaucoup étendus [1].

§ III

RELATION ENTRE LA PUISSANCE ET LA VITESSE. INFLUENCE DES DIMENSIONS

128. — Si on désigne par f la puissance indiquée des machines en chevaux de 75 kilogrammètres, le travail utilement employé à la propulsion peut être exprimé par :

$$75\,\alpha\beta f$$

α étant le rendement organique des machines jusqu'au propulseur, en y comprenant la ligne d'arbres, et β étant le rendement du propulseur lui-même, précédemment désigné par U.

Pour les propriétés générales que nous avons en vue, il suffira de représenter la résistance par l'expression donnée au numéro 124; le travail utile employé à la propulsion sera donc :

$$Rv = K\,Bv^3$$

1. Voir le mémoire très intéressant de M. *Robinson* sur la « Propulsion mécanique dans les canaux » (*Proceedings of the Institution* of M. E., 1897), reproduit dans *Engg.*, 1897-1-591, 627 et suivants.

ou, en égalant ces deux formes différentes d'un même travail :

$$v = \sqrt[3]{\frac{75\,\alpha\beta}{K}}\;\sqrt[3]{\frac{f}{B}}$$

L'unité de vitesse employée dans la navigation est le *nœud*, qui correspond au parcours d'un mille marin (1852 mètres) à l'heure, ou à la vitesse de $0^m,514$ par seconde ; si, dans la formule précédente, on exprime la vitesse en nœuds, et si on représente le terme constant par M, on obtient l'expression dite *formule française d'utilisation* :

(2) $$V = M\sqrt[3]{\frac{f}{B}}$$

La constance de M est liée à celle des coefficients α, β et K; les deux derniers surtout peuvent varier dans une assez forte mesure, de sorte qu'en appliquant la formule au même navire pour différentes vitesses, et *a fortiori* à différents navires, on trouve pour M des valeurs parfois assez notablement différentes, mais dans la généralité des cas, elles sont comprises entre 3 et 4 (Voir les tableaux donnés par M. *Bienaymé*, dans son *Cours de Machines Marines*, pour des bâtiments militaires). Nous avons trouvé pour des embarcations à vapeur :

	B	f	V	M
Canot de 10 mètres de longueur. .	1.595	14.8	7.135	3.38
» de 14 » . . .	1.646	18.3	7.38	3.31
Bateau de 20 » . .	3.54	52.5	8.33	3.38

Pour l'expérience relatée à la troisième ligne, le tirant d'eau très faible n'a permis d'employer qu'une hélice de $0^m,90$ de diamètre pour une largeur au fort de $4^m,30$; dans ces conditions l'abaissement de β a fait perdre le gain que les dimensions plus grandes procurent sur la valeur de K. C'est par une comparaison judicieuse que l'on peut choisir à l'avance la valeur de M avec une assez grande approximation, les mécomptes dans la vitesse réalisée par un navire sont beaucoup plus souvent dus à des erreurs dans l'estimation du poids de coque qu'à une mauvaise apprécia-

tion de la valeur M. Si nous prenons les paquebots rapides à roues affectés au service des passagers entre l'Angleterre et le continent dont les carènes ont une grande finesse, se rapprochant en général de $0^m,50$ du parallèlipipède circonscrit aux trois dimensions, nous trouvons les valeurs du tableau de la page 269.

Pour les paquebots transocéaniques à grand tirant d'eau, le coefficient M est souvent voisin de 4, bien que la carène n'atteigne pas le degré de finesse des navires spéciaux dont il vient d'être question.

129. — *Influence du changement d'allure sur le recul du propulseur.* — La poussée F, égale à la résistance du navire, a été calculée au n° 120, où nous avons établi l'équation :

$$F = 0 \frac{\pi}{g} \, Aru$$

v étant la vitesse du navire et u la projection sur l'axe de la vitesse avec laquelle l'eau quitte le propulseur.

Cette expression rapprochée de celle qui donne la résistance du navire (n° 124) montre que u doit augmenter proportionellement à v, et que par conséquent la fraction exprimant le recul pour un même navire à différentes allures devrait être constante. Le chemin parcouru par tour du propulseur serait donc toujours le même quelle que soit la vitesse, à égalité de tirant d'eau et pour la même propriété de la carène. Cette constance existe en effet dans une certaine mesure, mais de même que M diminue légèrement avec la vitesse, ce qui tient à une augmentation de K plus rapide que le carré de la vitesse, de même aussi le recul augmente un peu avec la vitesse. Ainsi, pour un petit bateau à hélice de 20 mètres de longueur à faible tirant d'eau, nous relevons un recul croissant de $0^m,303$ à $0^m,321$, lorsque la vitesse passe de 6,42 nœuds à 8,33 nœuds : pour le garde-pêche à hélice « Ville d'Anvers », deux essais successifs à puissance réduite ont donné respectivement des reculs de $0^m,239$ et $0^m,246$ pour des vitesses de 9 nœuds et 9,7 nœuds.

130. — L'équation (2) du n° 128 montre que la puissance à développer augmente comme le cube de la vitesse, elle explique la difficulté qu'il y a à obtenir de très grandes vitesses ; la limite de celles-ci, inférieure à 10 nœuds au début de la navigation transatlantique, s'est constamment élevée, tant par l'augmentation des dimensions des navires que par les

	Longueur	Largeur	Profondeur de carène	Dimension des pales	f. Chevaux	B. Mètres carrés	V. Nœuds	M	ρ
Louise-Marie (Ostende-Douvres)	61.00	7.30	2.20	2.33 × 1.07	1401	14.58	15.6	3.40	0.191
id. moyenne de 70 traversées . . .	»	»	»	»	1248	»	14.1	3.14	0.197
Normandy (Dieppe-Newhaven).	70.00	8.35	2.15	2.90 × 1.1	2520	18.01	18.25	3.51	—
id. moyenne de 20 traversées	»	»	»	»	—	»	16.59	—	0.233
Victoria (Calais-Douvres), moyenne de 40 traversées	94.00	10.30	2.52	3.61 × 1.37	4700	23.70	18 87	3 24	0.20
Albert - Victor (Boulogne - Folkestone), aux essais).	76.00	8.80	2.42	3.05 × 1.22	2800	19.42	18.7	3.57	0.227
Ville de Douvres (en traversée). . . .	82.00	8.80	2.91	3.04 × 1.31	2977	23.00	17.1	3.85	0.193
id. (aux essais)	»	»	2.63	»	4000	21.30	18.97	3.65	0.24
Marie-Henriette (aux essais).	103 63	11.60	2.73	4.58 × 1.32	8134	29.2	22.2	3 90	0.25

progrès réalisés dans les appareils moteurs. L'influence de ces éléments peut se traduire par une augmentation de vitesse ou par une augmentation du chargement; dans la marine militaire, elle a pour conséquence une augmentation possible de l'armement et de la distance franchissable.

La limite de vitesse qu'il est possible de réaliser avec un navire de dimensions données pour un parcours déterminé correspond au cas où le bâtiment serait muni de machines et d'un approvisionnement de combustible qui lui ferait atteindre sa limite de charge. La vitesse ne pourrait être accrue qu'en diminuant le poids des machines à égalité de puissance, ou en réduisant leur consommation par cheval. Pour les traversées ordinaires, il y a beaucoup plus à gagner en réduisant la consommation, parce que le poids de charbon à emporter est prédominant; au contraire, pour les traversées très courtes, il peut y avoir un intérêt majeur à diminuer le poids mort de la machine et des chaudières au détriment de l'utilisation du combustible, si l'objectif est de réaliser un maximum de vitesse sans égard au prix du charbon consommé (1).

131. — *Influence des dimensions des navires.* — Considérons des navires de formes exactement semblables affectés entre deux ports à un service de même vitesse. Tous les éléments pourront être rapportés à une dimension, par exemple à la largeur l du navire.

Nous avons déjà vu que pour la même vitesse, la puissance f augmente comme B, c'est-à-dire comme l^2; la consommation par cheval est sensiblement la même pour des machines de puissances très différentes; la consommation totale pour la traversée est donc proportionnelle à l^2, puisqu'à vitesse égale le nombre d'heures de chauffe est le même. Le poids

1. Nous avons montré en 1883 (*Annales des Travaux publics de Belgique*, t. XLI, que les machines compound auraient fait perdre environ 3/4 de nœud sur les traversées d'Ostende à Douvres, en comparaison des machines à moyenne pression avec condensation à mélange employées à cette époque; entre Douvres et Calais, la perte de vitesse eut été d'un nœud. Il nous a été objecté dans un compte rendu de la Société des Ingénieurs civils, que le système compound était déjà employé avec succès sur les lacs de la Suisse; l'auteur de l'objection n'avait pas tenu compte apparemment que l'eau douce de ces lacs permet l'emploi du condenseur ordinaire, or, c'est surtout le condenseur à surface qui alourdit les machines de mer.

Il est à peine besoin de dire que depuis cette époque, l'emploi de l'acier coulé, l'usage du tirage forcé et d'autres perfectionnements ont fait disparaître la différence du poids qui existait il y a quinze ans, et que la machine compound est employée avec succès sur les courts trajets, mais c'est une machine très allégée.

mort des machines par cheval est aussi sensiblement constant dans de larges limites.

Le déplacement du navire est proportionnel à l^3, et il résulte des règles de construction, justifiées par la fatigue qu'éprouvent les coques, que le poids mort, les poids d'emménagements, d'armement fixe et mobile, d'appareils auxiliaires, etc. varie à peu près dans le même rapport. Nous pourrons donc écrire :

pour le déplacement :

$$D = al^3$$

pour le poids de coque ainsi que de l'armement fixe et mobile :

$$P_n = bl^3$$

pour le poids des machines et chaudières en ordre de marche :

$$P_m = cl^2$$

pour le poids de charbon embarqué :

$$P_c = dl^2$$

a, b, c, d étant des constantes.

En appelant F le poids du fret transporté, on doit avoir :

$$D = P_n + P_m + P_c + F$$

d'où :

$$F = l^3 \left[a - b - \frac{c + d}{l} \right]$$

Le poids transporté augmente donc plus rapidement que l^2, tandis que la consommation de charbon n'augmente que proportionellement à l^2, c'est-à-dire qu'un navire dont toutes les dimensions linéaires y compris le tirant d'eau seraient doubles de celles du navire comparatif consommerait quatre fois plus de charbon, mais le poids de la cargaison serait multiplié par un facteur supérieur à huit.

132. — *Influence du poids et de l'économie des machines.* — Cette influence se traduit par l'abaissement des constantes c et d, son effet sur le poids transporté n'est donc pas douteux, il faudrait pour l'apprécier exactement introduire des valeurs numériques dans l'équation. On pour-

rait au moyen de la même relation discuter l'influence de la grandeur des navires et celle du perfectionnement des machines sur la vitesse, en admettant que le poids transporté soit réduit à son extrême limite comme dans les paquebots postaux les plus rapides, les croiseurs, etc.

Enfin, on peut aussi, dans le cas d'un bâtiment militaire, étudier au moyen d'une équation de la même nature l'influence de l'allure de la machine sur la distance franchissable, la consommation de charbon par heure diminue comme le cube, le temps de chauffe augmente en raison inverse du carré de la vitesse.

Ces considérations ne sont d'ailleurs que grossièrement approximatives; la vapeur consommée par les services auxiliaires du gouvernail, de l'éclairage, de l'alimentation, des ventilateurs, des condensations dans les tuyautages etc., devrait être prise en ligne de compte, or elle comprend des éléments indépendants de l'allure.

CHAPITRE II

Description de l'appareil moteur.

§ I[er]

NOTICE HISTORIQUE [1].

Il convient de rappeler les principaux faits qui ont marqué les grands progrès de la navigation à vapeur, et qui par le développement régulier et successif de la machine et du propulseur autant que par les transformations de la construction navale, ont abouti au grand paquebot moderne.

133. — *Premiers essais.* — Nous trouvons à l'origine la tentative de Denis Papin, dont le bateau est essayé sur la Fulda (1707), tentative qui n'eut pas de suite, puis le projet de Daniel Bernoulli, couronné en 1752 par l'Académie des Sciences. Le premier bateau à vapeur qui ait fonctionné est celui du marquis de Jouffroy, qui remonta la Saône avec succès en 1783 ; sa coque avait 46 mètres de longueur, le propulseur était une roue établie à l'arrière, la machine était à deux cylindres inclinés et transmettait son action au moyen de chaînes. L'américain Fulton réussit en 1803 à donner à un bateau à vapeur une vitesse de 3 nœuds sur la Seine, puis il construisit aux Etats-Unis le *Clermont*, qui fit en 1807 le voyage de New-York à Albany en 32 heures contre le courant, soit à la vitesse de 4 nœuds. A partir de ce moment, le bateau à vapeur entre en

1. Consulter tant pour le matériel nautique chez les différents peuples que pour la période moderne, les ouvrages extrêmement intéressants du Vice-Amiral *Paris*, la notice historique rédigée à l'occasion de l'exposition de 1889 par M. *G. Trogneux* (Plon, 1889), et le 5e volume de *Ruehlmann, Allgemeine Maschinenlehre*, qui s'étend jusqu'à l'année 1893.
Voir aussi: *Navigation à vapeur transocéanienne* par Eugène Flachat, Paris, Baudry, 1866 ; les *Machines marines*, par *A. F.H. Bienaymé*, Paris, Bernard 1886, et, pour les perfectionnements des machines de 1880 à 1890, *Die Entwickelung der Schiffsmaschine*, par *Busley*, 2e édition, Berlin, Springer.

service sur les rivières des États-Unis ; le ***Clermont*** peut être considéré comme le point de départ des gigantesques ***Ferry-boats*** qui naviguent actuellement sur l'Hudson et sur les côtes américaines.

Le ***Savannah*** traverse l'Atlantique en 1818 de Savannah à Liverpool en 26 jours (dont 18 jours sous vapeur). La navigation fluviale se développe rapidement aux Etats-Unis, le ***Rochester*** atteint entre New-York et Albany la vitesse de 10 nœuds ; en 1823, il y avait plus de 300 bateaux à vapeur pour tout le pays ; en 1831, il y en avait 350 sur le Mississipi seulement.

En Europe, la *Comet*, construite par Bell et Thomson sur la Clyde en 1812, inaugure la même année un service de passagers entre Helensburg et Glasgow ; ce bateau n'avait que 40 pieds de long, la machine était de 3 chevaux, et la propulsion était faite par quatre petites roues à aubes (deux de chaque bord) établies un peu à l'avant du milieu. *Buchanan* perfectionne en 1813 la roue à aubes et imagine les pales articulées afin de rapprocher de l'angle droit l'inclinaison des aubes à l'entrée et à la sortie de l'eau; cette invention qui à notre époque est presque toujours employée parce qu'elle permet d'adopter des roues de diamètre plus faible et d'alléger les machines en leur donnant un nombre de tours plus grand, n'eut pas alors grand succès. Elle fut reprise en 1829 par Galloway et Morgan.

En 1818, un service régulier s'établit entre Greenock et Belfast, au moyen d'un bateau à vapeur construit par David Napier de Glasgow.

En 1823, plus de 160 navires à vapeur avaient été construits en Angleterre ; le nouveau mode de propulsion avait fait son apparition en France pour la navigation fluviale dès 1820 ; les machines de l'époque étaient construites en Angleterre, mais en 1830 les ateliers Cavé produisaient des machines marines. La fondation de l'usine d'Indret date de 1825.

134. — *Machines à balanciers latéraux.* — Cette époque marque avec *Marestier* et *de Montgerry*, l'introduction de la vapeur dans la marine militaire en France ; les machines du *Sphinx*, achetées en Angleterre et dues à Fawcett, servirent de modèles pour les bateaux à roues. Elles appartenaient au type dit à balanciers latéraux, bien connu par ses bâtis en fonte évidés d'arcades ogivales ; les chaudières à très basse pression étaient rectangulaires et comportaient une circulation intérieure des gaz dans des conduits compliqués. Plus tard la pression

s'éleva insensiblement sans jamais dépasser une à deux atmosphères effectives, limite qu'il ne fallait pas franchir pour l'alimentation à l'eau de mer.

Les machines à balanciers latéraux ont été l'un des types favoris des bâtiments à roues, elles ont été employées dans les paquebots transatlantiques, où elles ont atteint de fort grandes dimensions (1). Le poids de ces machines était considérable (environ 600 kilogrammes par cheval indiqué, chaudières et eau comprises); cette lourdeur n'était pas autant due à la construction qu'à la lenteur de marche nécessitée par les roues de grand diamètre, qui ne permettait pas de dépasser 16 tours par minute pour les grands navires.

Le type des machines oscillantes de Penn, qui a été produit antérieurement à .1845, devait plus tard supplanter la machine à balanciers latéraux, il s'est conservé pour ainsi dire jusqu'aujourd'hui ; l'*Ireland*, construit en 1835 pour le transport de la malle d'Irlande entre Holyhead et Kingstown en présente le spécimen le plus puissant, qui semble devoir être le chant du cygne de la célèbre création de Penn.

La connexion directe par bielle n'était possible dans les paquebots à roues qu'en employant des bielles fort courtes, elle n'a fait qu'une apparition dans les débuts de la marine militaire; à l'époque moderne, on a adopté pour les paquebots à roues, qui sont toujours à faible creux, la machine à cylindres inclinés qui avait déjà été employée par les chantiers de Feyenoord près de Rotterdam en 1845, et qui a d'ailleurs été appliquée concurremment avec le dispositif à cylindres oscillants.

135. — *Premiers transatlantiques.* — La navigation transocéanique ne prit son essor qu'en 1836, date de la création des grandes compagnies anglaises, et notamment de la *Compagnie Péninsulaire et Orientale* et de la *Compagnie Cunard*, ainsi que de la *Great Western Steamship Company*, les deux dernières étant en concurrence pour le trafic sur les Etats-Unis.

Le steamer *Great Western*, appartenant à cette dernière Compagnie, avait 64 mètres de longueur de carène, 10 mètres de largeur et un tirant d'eau de $4^m,85$; sa machine de 400 chevaux (nominaux) sortait

1. La dernière de ces machines qui ait existé en Belgique était montée sur sur un bateau servant à la traversée de l'Escaut devant Anvers, nous l'avons remplacée en 1886 par une machine compound inclinée. Elle développait environ 150 chevaux.

des établissements *Maudslay et Field*, de Londres, il fit ses premières traversées de Bristol à New-York ou *vice versa*, en 14 jours (1838).

Ce navire fut suivi du *Great Britain*, qui fut le premier transatlantique à hélice construit en fer, et qui avait comme dimensions de carène : $87^m, \times 15^m,50 \times 5^m,50$. L'hélice tournait à 80 révolutions par minute, elle avait $4^m,70$ de diamètre et $8^m,50$ de pas. Le *Great Britain* fit sa première traversée en 1844. La transmission du mouvement de la machine au propulseur était faite au moyen de chaînes, l'arbre principal ne faisait que 27 révolutions par minute, et la vitesse était multipliée par 3 par la transmission. Cette étonnante combinaison, devant laquelle on reculerait aujourd'hui, fut remplacée en 1851 par une connexion à engrenages, avec des machines oscillantes de Penn.

136. — *L'hélice.* — L'hélice s'est donc introduite dans la navigation transocéanique en 1843-1844, mais elle n'était pas née du coup, il faut remonter à *Dallery* (1803), à *Stevens* (1804), à *Delisle* (1823), à *Cummerow* (1829), et enfin à *Sauvage* (1832), pour en retrouver les principes. Ce n'est qu'en 1836 que le célèbre ingénieur suédois *Ericsson* et le fermier écossais *Smith* réalisèrent d'une façon pratique la propulsion à hélice. Le Gouvernement français fit la première application de l'hélice au *Napoléon*, nommé ensuite *Le Corse*, construit par Normand, et qui réalisa en 1834 la vitesse de 11 nœuds, remarquable pour l'époque. En 1847, *Dupuy de Lôme* fit les plans du vaisseau à hélice le *Napoléon*, dont le succès détermina l'adoption définitive du nouveau propulseur dans les marines militaires.

Par suite d'errements bien explicables et dont il existe d'autres exemples dans l'histoire des machines, on ne profita pas d'emblée du grand avantage qui résultait de la rotation plus rapide de l'hélice ; au contraire, on se servit des lentes machines à roues dont on multiplia la vitesse par engrenages ; on attendit plusieurs années avant de se hasarder à attaquer directement l'arbre de l'hélice par les manivelles. Ce n'est donc que plus tard que se manifesta toute la supériorité de l'hélice sur les roues chaque fois que la réduction du tirant d'eau n'est pas un obstacle à son emploi.

Dans la navigation transatlantique, il y eut une période de lutte entre la roue et l'hélice ; en 1860, l'opinion était encore favorable aux paquebots à roues, mais à cette époque déjà le *China* et l'*Australasian* naviguaient sur New-York pour la Compagnie Cunard, avec un

succès de vitesse à peu près égal à celui des navires à roues, et la Compagnie générale transatlantique construisait pour la ligne du Havre à New-York le *Pereire* et la *Ville-de-Paris* qui finirent de trancher la question en faveur de l'hélice. La plupart des paquebots à roues de l'époque furent transformés, et même des navires en chantier dont la construction était fort avancée, furent modifiés avant de prendre la mer ([1]).

137. — *Machines compound.* — Les principales étapes du progrès des machines sont ensuite marquées par l'adoption des machines-pilon, créées en Ecosse, employées sans exception pour tous les bateaux à hélice de la marine marchande, et surtout par l'application du système compound combiné avec le condenseur par surface imaginé par *Hall* en 1832. Il est reconnu aujourd'hui que les premières machines compound de bateaux ont été faites en 1834 par *Roentgen*, aux chantiers de Feyenoord près de Rotterdam (5e fasc. n° 36); toutefois le mérite de les avoir appliquées avec un succès sans précédent à la navigation maritime revient à *John Elder*, de Glasgow, et à *Benjamin Normand*, du Havre. Il est juste de dire ici que M. *A. Mallet* fut en France le meilleur avocat du système compound à ses débuts, on sait d'ailleurs la part qui lui revient dans son application aux machines locomotives (voir la première partie de ce fascicule).

Dans son mémoire présenté à l'«*Institution of mechanical Engineers*» en 1872, Bramwell donnait comme moyenne de consommation de 19 vapeurs munis du compound le chiffre d'environ un kilogramme de charbon par cheval indiqué et par heure; ce résultat était atteint pour des pressions effectives de 4 à 5 atmosphères. Avant cela, les machines ordinaires fonctionnaient au maximum à 2 atmosphères sans le condenseur à surface; elles n'avaient jamais consommé moins de 1k,80 par cheval indiqué et par heure en traversée. L'économie était donc considérable rien que par la diminution du prix d'achat du combustible; elle était bien plus forte encore par la réduction du poids mort transporté, c'est-à-dire par l'abaissement de la constante d (n° 131) ([2]).

1. Le *Great-Eastern*, construit de 1852 à 1857 par *Brunel* et *Scott Russel* fait surtout époque par ses dimensions colossales qui n'ont plus été atteintes jusqu'aujourd'hui malgré l'accroissement constant et régulier du tonnage des navires transatlantiques; il était à la fois à roues et à hélice.

2. Prenant par exemple le paquebot *Westernland* sur la traversée d'Anvers à New-York, nous constatons que le poids supplémentaire de houille à embarquer avec les anciennes machines eut été d'au moins 800 tonnes; en 1889,

138. — *Période contemporaine*. — La machine compound à deux cylindres a été pour ainsi dire uniquement employée jusque vers 1881; la triple expansion avait cependant été essayée par *Normand* et par *John Elder* avec le plus grand succès près de dix ans auparavant. La machine moderne de la marine marchande est donc à triple et parfois à quadruple expansion; lorsque, pour des raisons de tirant d'eau, de grandes dimensions ou de sécurité, on fait usage de deux hélices, les machines sont partagées en deux groupes identiques. Les combinaisons de cylindres sont variées, mais la plus fréquente pour la triple expansion est celle à trois cylindres successifs agissant sur des coudes à 120 degrés.

La pression est en moyenne de 11 à 12 atmosphères effectives, mais elle dépasse parfois ce chiffre. Le type de chaudière le plus répandu est resté le même que pendant la période de la double expansion; c'est le générateur cylindrique tubulaire à retour de flamme, avec deux, trois ou quatre foyers intérieurs, les chambres de combustion sont le plus souvent séparées. Ces grandes chaudières peuvent être à double face (*double ended*); les fortes pressions et les grands diamètres (jusqu'à $4^{m},50$ et même 5 mètres comme pour l'*Empress of India*) conduisent à de fortes épaisseurs d'enveloppe et demandent la mise en œuvre de toutes les ressources de la construction.

Dans cette dernière période, on fait un emploi plus général du tirage forcé, jusque là restreint aux torpilleurs et à quelques bâtiments spéciaux; ce mode de fonctionnement permet de donner aux générateurs de même poids et de même encombrement une plus grande activité et produit donc une nouvelle réduction de poids mort. Le tirage forcé n'est pas rare dans la marine marchande, mais c'est surtout dans la marine militaire qu'il se généralise; les machines ne doivent y développer que par exception leur maximum de puissance; à vitesse modérée, les chaudières fonctionnent à tirage naturel, mais elles peuvent à un mo-

le taux moyen du fret d'Anvers à New-York était de 25 francs (moyenne du fret payant au poids et au cubage); le prix du charbon était de 12 à 13 francs par tonne. L'économie du fait de la moindre consommation pouvait donc se chiffrer à environ 30.000 francs par traversée, le prix d'achat du combustible ne comptant que pour le tiers de ce total.

L'économie s'accentue lorsque le nombre de jours de traversée augmente, comme pour les services de l'Orient et du Pacifique. Pour l'*Etruria* et l'*Umbria* les derniers types de la ligne Cunard à double expansion, le poids du charbon consommé pour la traversée de 6 jours et quelques heures est de 2.050 tonnes, les machines développant 14.000 chevaux.

ment donné fournir 30 pour cent de plus de vapeur sans autre poids supplémentaire que celui des ventilateurs et des cloisonnages nécessaires pour l'alimentation du tirage forcé.

C'est aussi en poursuivant jusque dans ses extrêmes limites la réduction de poids que la marine a recours aux systèmes à petits éléments; la chaudière Belleville, essayée pour ainsi dire à ses débuts sur l'*Hirondelle*, a été perfectionnée et reprise avec succès; elle vient d'être acceptée par l'amirauté anglaise pour des bâtiments importants. En France elle a donné lieu déjà à des types plus ou moins similaires et à un certain nombre d'applications à la marine marchande.

Pour les torpilleurs et autres bâtiments légers et rapides, dus à *Thornycroft*, mais portés à un haut degré de perfection par Yarrow, Normand, et d'autres constructeurs qui ont suivi la même ligne, la chaudière dite locomotive a été exclusivement employée pendant quinze ans avec le tirage forcé; elle ne se maintenait qu'à grand'peine et elle a cédé la place à un genre particulier de chaudières à petits tubes d'eau telles que les systèmes Du Temple, Thornycroft, Yarrow, Normand, etc. dont l'allégement est extrême.

Dans la marine militaire, surtout pour les bâtiments de combat, la préoccupation de la protection à donner aux machines a longtemps maintenu en vogue le type à bielles en retour et même la machine horizontale à action directe à course nécessairement réduite. L'adoption de la double hélice, combinée avec la réalisation de vitesses plus grandes, a fini par rendre possible l'emploi du type pilon, à peu près général aujourd'hui; mais ces machines sont moins hautes que celles de la marine marchande [1], on réduit leur course, on descend pour la longueur de bielle jusqu'à 3,5 rayons de manivelle, on augmente leur vitesse de rotation.

En même temps que les machines principales, les services dits auxiliaires se sont développés. La circulation est produite dans toutes les grandes machines par des pompes centrifuges indépendantes; un servomoteur commande toujours les manœuvres. Des appareils distillateurs sont employés pour suppléer aux pertes des chaudières, l'introduction de l'eau de mer étant absolument interdite aux pressions actuelles.

Les diverses manœuvres du bord sont faites au moyen d'engins mécaniques; celle du gouvernail notamment a amené l'invention des servo-

1. Les machines des paquebots *Campania* et *Lucania* ont $14^{m},30$ de hauteur depuis l'assiette du bâti jusqu'au couvercle des cylindres.

moteurs, qui sont ensuite devenus une classe particulière de machines adaptées à d'autres usages pour lesquels l'asservissement est une condition de sécurité, de précision et de promptitude.

Enfin, le transport de certaines cargaisons ou le confort des passagers sous les tropiques ont nécessité l'installation de machines réfrigérantes; le système à air a été pendant assez longtemps le seul employé, mais les machines à ammoniaque, malgré les difficultés que l'on redoutait, ont déjà pris le rang qu'elles doivent à leur économie et à leur moindre encombrement (3e fasc.).

Pour donner une idée des installations mécaniques du paquebot moderne, M. Busley fait le dénombrement des cylindres à vapeur appartenant aux machines principales et aux machines auxiliaires du *Hahn*, de la ligne Hambourgeoise américaine; ce nombre est exactement de 100, dont 38 pour la machine motrice, sa condensation et l'alimentation de ses chaudières. Ce paquebot est à double hélice, mais chacune de ses machines principales n'a que trois cylindres, et il n'est pas pourvu de machines réfrigérantes ; le nombre ci-dessus serait dépassé pour le *Campania* et le *Lucania*.

Dans la marine de guerre, les services auxiliaires sont d'ailleurs encore plus nombreux.

En terminant ce rapide exposé, nous devons signaler qu'un pas important vient d'être fait dans la voie de l'allégement du moteur par la substitution de la turbine *Parsons* (voir 3e fasc.) à la machine ordinaire; pour utiliser la grande vitesse de rotation qui caractérise ce moteur spécial, on a fait usage de trois hélices de faible diamètre montées à une certaine distance sur le même arbre. Les résultats obtenus par le *Turbinia* sont remplis de promesses (*Engg.*, 1897-1-526, 758) bien que pour le moment il ne semble pas possible d'appliquer le système à de grands navires; chacune des trois lignes d'arbre du *Turbinia* fait 2.100

1. Voir : *Atlantic Records*, *Engineering*, 1891-1-420, 483, 517, 545, 724, et 1891-2-33, cette série d'articles est traitée au point de vue historique; *The Atlantic Liner, past, present, and future*. *Engg*, 1891-2-645. Le résumé donne les sections transversales comparées des principaux transatlantiques depuis 1874 jusqu'en 1891, les dimensions de leurs machines, et un tableau graphique des résultats obtenus depuis 1840 jusqu'en 1891;

La monographie complète et richement illustrée des *Campania* et *Lucania* *Engg*. 1893-1-463;

Die neueren Schnelldampfer, von *C. Busley*, Leipzig, Lipsius et Tischer, 1891.
The Progress of marine Engineering, par Sir Albert J. Durston, *Engg.*, 1897-2-91.

tours par minute pour la vitesse de 31 nœuds atteinte par ce petit bâtiment ; la consommation est plutôt inférieure à celle des meilleures machines ordinaires, et le poids complet des machines chaudières et eau n'est que de 14 kilogrammes par cheval indiqué supposé.

§ II

Chaudières à tubes de fumée (1).

139. — *Chaudière cylindrique ordinaire.* — On désigne aussi cette chaudière sous le nom de *type Ecossais*; elle a succédé aux générateurs rectangulaires à basse pression renforcés par des tirants, et qui comptait de deux à six foyers intérieurs ayant un ciel en forme de voûte, mais dont les autres parois étaient planes ou légèrement cintrées. L'adoption de formes cylindriques pour l'enveloppe et les foyers a été motivée par l'emploi des hautes pressions.

Les figures 246 et 247, extraites de l'ouvrage de M. Bertin (*Chaudières Marines*, 1896) représentent le type classique de la chaudière simple. Elle comporte deux, trois ou quatre foyers intérieurs, souvent ondulés pour les pressions au-dessus de 8 atmosphères; lorsque les foyers sont lisses, ils sont en deux viroles réunies par le joint Adamson. Chaque foyer a sa chambre de combustion spéciale (on trouve cependant des exceptions), cette disposition donne une meilleure répartition des gaz à travers les faisceaux.

Les tubes sont horizontaux, ou légèrement inclinés en se relevant vers la boîte à fumée, ils sont presque toujours en fer ou en acier doux soudés à recouvrement; leur diamètre est de 70 à 80 millimètres, leur longueur est comprise entre 2 et 3 mètres. Ils ont donc une longueur relative environ moitié moindre que dans les locomotives, ce qui permet d'atteindre des combustions relativement élevées au tirage naturel; ainsi, avec une surface de chauffe atteignant trente fois celle de la grille, moyenne souvent adoptée, le régime généralement adopté est une combustion de 90 à 100 kilogrammes de houille par mètre carré de grille (2).

1. L'étude de la combustion, ainsi que la théorie de la transmission et de l'utilisation de la chaleur ont été traitées *in extenso* dans le fascicule 4.
2. La Société Cockerill a construit de nombreux transports (type *Concha*), dans lesquels la combustion n'était que les 2/3 de ce chiffre; par contre, on brûle quelquefois notablement plus (Voir fasc. 4, tableau du n° 55).

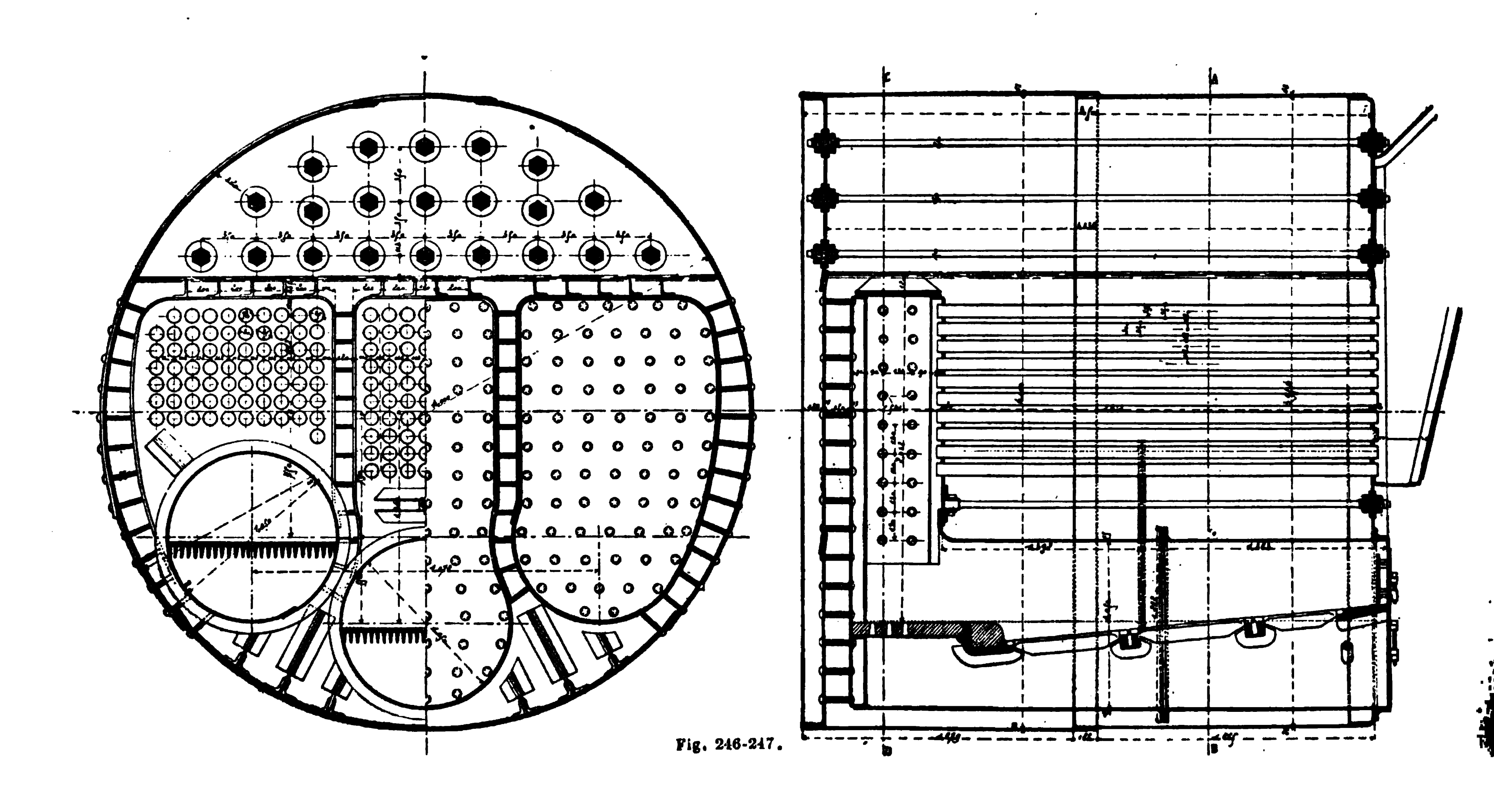


Fig. 246-247.

Le départ des gaz se fait par une hotte formant le soubassement de la cheminée.

Les chaudières sont groupées dans le sens transversal ou dans le sens longitudinal; dans ce dernier cas, la chambre de chauffe est longitudinale et dans l'axe.

Les fonds sont plans et entretoisés par des tirants avec écrous intérieurs et extérieurs appuyés sur des rondelles rivées à travers la tôle, l'espacement des tirants est de $0^m,35$ à $0^m,40$ dans tous les sens. Des portes de regard sont ménagées à la façade, principalement dans les

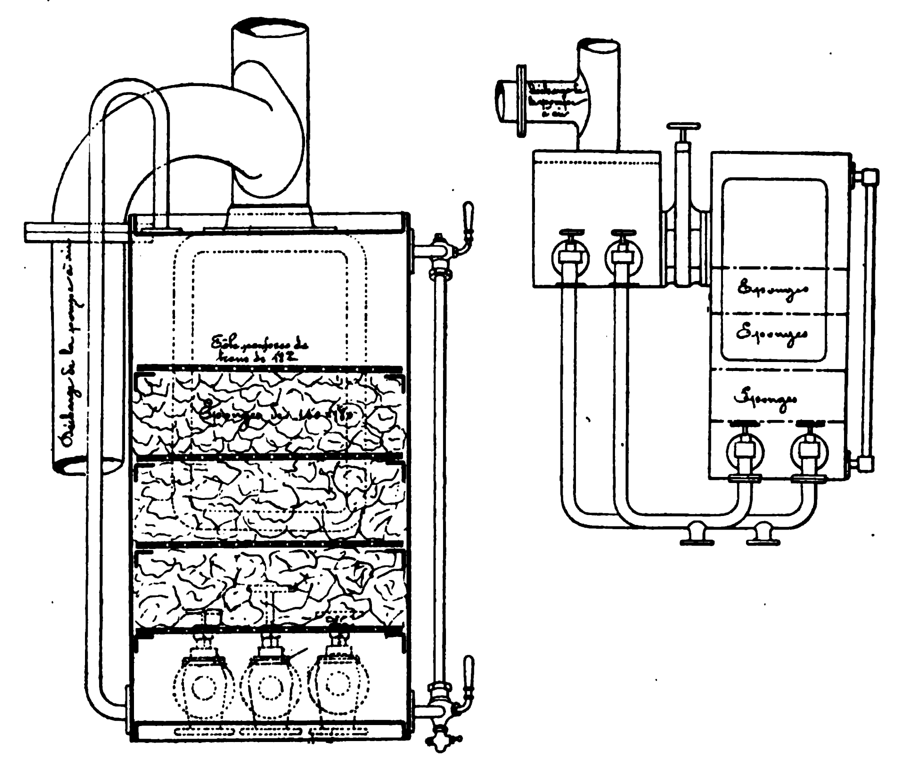


Fig. 248 et 249

triangles laissés libres entre les foyers. Toutes les lames d'eau à parois plus ou moins parallèles sont consolidées par des entretoises filetées garnies d'écrous. Les ciels des chambres de combustion sont armés contre l'écrasement comme les foyers de locomotives; ils sont quelquefois inclinés pour ne pas découvrir au roulis (fig. 250). La disposition

des tubes est presque toujours en carré; on met dans le faisceau des *tubes-tirants* plus épais, filetés dans les plaques, et munis d'un contre-écrou extérieur (voir les figures 250 et 251).

Tous les principes de construction indiqués à propos des chaudières fixes Lancashire (4ᵉ fasc. nᵒˢ 65 à 71) sont applicables ici; la faible longueur semblerait préserver les chaudières marines des effets dus aux dilatations inégales, mais il n'en est rien, et toutes les précautions tendant à donner de l'élasticité longitudinale aux foyers, à favoriser la circulation de l'eau, et à prévenir la formation de couches froides dans les fonds, sont employées.

L'huile minérale provenant du graissage des machines, et qui avec la condensation par surface rentre intégralement aux générateurs, a donné lieu à une série d'accidents bientôt expliqués par la surchauffe que peuvent prendre les foyers lorsqu'ils ne sont plus mouillés par l'eau. Les incrustations dues au supplément d'eau de mer que l'on se bornait à introduire par injection dans le coffre du condenseur n'ont pas donné d'inconvénients à la pression de marche des compound; elles ont au contraire amené beaucoup d'accidents au début de la triple expansion. Ces questions sont convenablement résolues aujourd'hui; ainsi, la lubrification est réduite au minimum par des graisseurs à condensation à goutte visible; de plus, l'huile est séparée mécaniquement au moyen de filtres interposés entre la bâche de la pompe à air et l'aspiration des pompes alimentaires. Les figures 248 et 249 représentent (d'après M. Bertin) les filtres à éponges de M. Normand (V. Filtre à éponges de Harris, *Engg.*, 1893-2-50).

L'eau supplémentaire destinée à compenser les pertes des fuites, des appareils auxiliaires, etc., est fournie par des distillateurs. On cherche d'ailleurs à réduire ces pertes au minimum : l'eau de condensation des machines auxiliaires est ramenée dans la bâche, l'échappement du servo-moteur du gouvernail à fonctionnement presque continu est amené dans le condenseur principal, etc.

140. — *Chaudières doubles.* — Les figures 250 et 251 [1] représentent l'une des deux chaudières de l'*Indra*, par Fawcett et Preston; les deux foyers opposés aboutissent à une boîte à feu commune, les boîtes à feu sont séparées d'un groupe à l'autre. Il y a aussi des chaudières dans lesquelles

1. Extraites d'*Engineering*, 1891-1-525; voir même recueil, 1891-2-39.

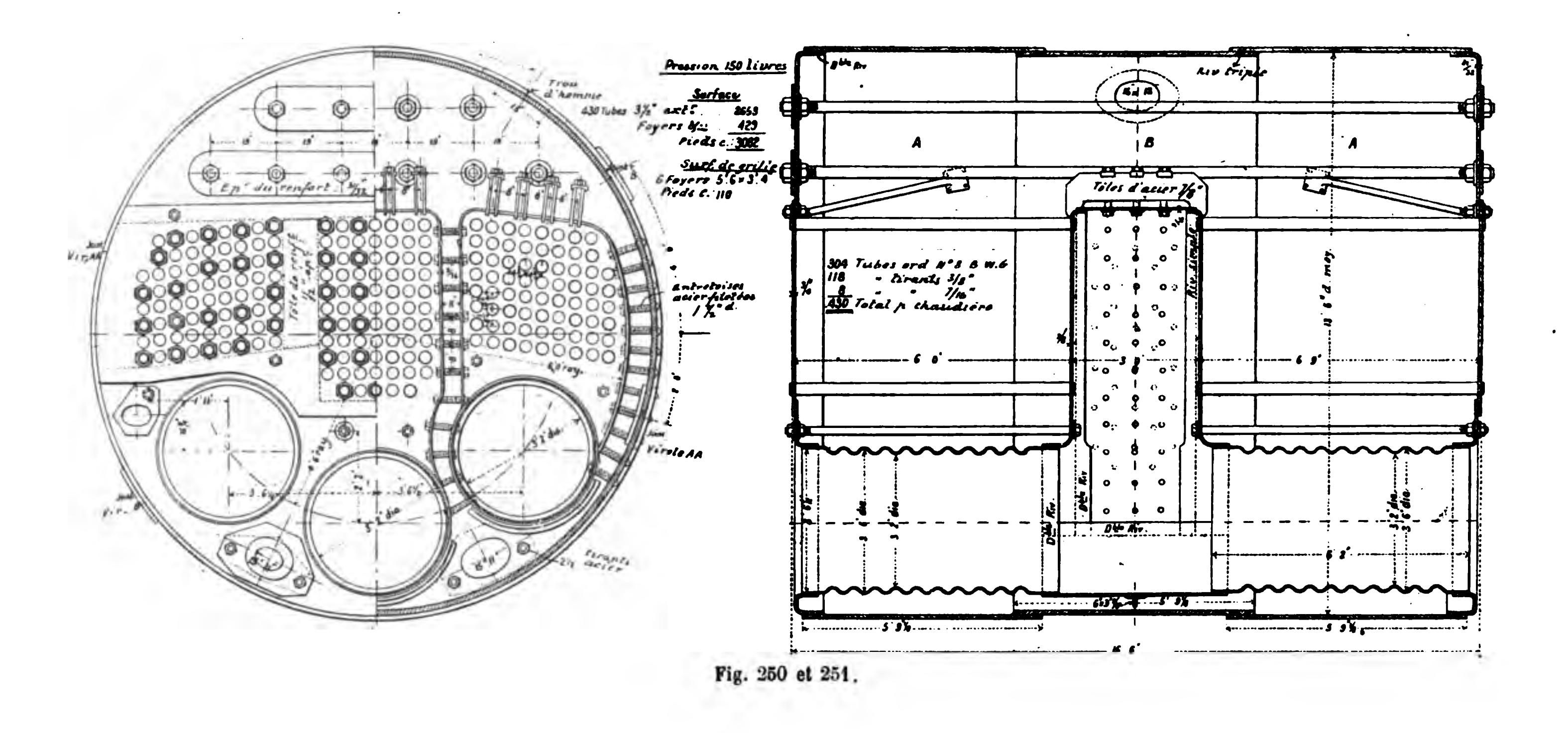


Fig. 250 et 251.

les chambres de combustion, au lieu d'être communes à deux foyers, sont séparées par une lame d'eau ([1]) ; c'est surtout avec le tirage forcé qu'on emploie cette disposition.

La chaudière à double face est moins encombrante en longueur que la chaudière simple, elle est moins lourde à surface de chauffe égale, tant en eau qu'en métal, elle est donc moins coûteuse. Ses pertes par rayonnement sont aussi plus faibles d'environ 30 pour cent. Elle est très fréquemment employée dans les grands paquebots, où la division des chambres de chauffe s'impose de toute façon.

141. — *Chaudières de l'Amirauté.* — Les grands diamètres des types précédents sont dus principalement à ce que le faisceau tubulaire et le foyer sont superposés; la marine militaire fait quelquefois usage d'une chaudière de plus petit diamètre, qui peut être placée sous les ponts; elle a été employée pour la même raison dans quelques paquebots à roues de faible creux. Cette chaudière à tubes directs est représentée par les figures 252 et 253 (d'après M. Bertin); on lui reproche : 1° une moins bonne combustion due à la suppression du retour de flamme, 2° de nécessiter une chambre pour le ramonage, qui ne peut plus se faire de la façade, 3° d'être plus exposée à découvrir ses surfaces de foyer par un abaissement du niveau, 4° de donner des dénivellations assez fortes au tangage, à cause de sa grande longueur, quoique, sous ce rapport elle soit dans les mêmes conditions que la chaudière à double face.

Le type à tubes directs est souvent employé comme chaudière de canot, mais la chambre de combustion est alors formée par le prolongement du foyer qui est agrandi et à ciel plat, comme dans les locomotives; les autres dispositifs rendraient les tubes inaccessibles du côté de la boîte à feu.

142. — *Chaudières du type locomotive proprement dit.* — Thornycroft, et après lui tous les constructeurs de torpilleurs, ont largement eu recours à ces chaudières à cause de leur moindre poids et de leur aptitude à fonctionner à tirage forcé. En général, la longueur des tubes a été réduite, et les nécessités d'emplacement ont fait relever la grille de manière à rapprocher beaucoup ces chaudières de celles du système Belpaire, qui a été décrit en

1. Les chaudières de l'*Ophir* (*Engg.*, 1891-2-586, détail des joints p. 591 et 592), sont un beau spécimen du type.

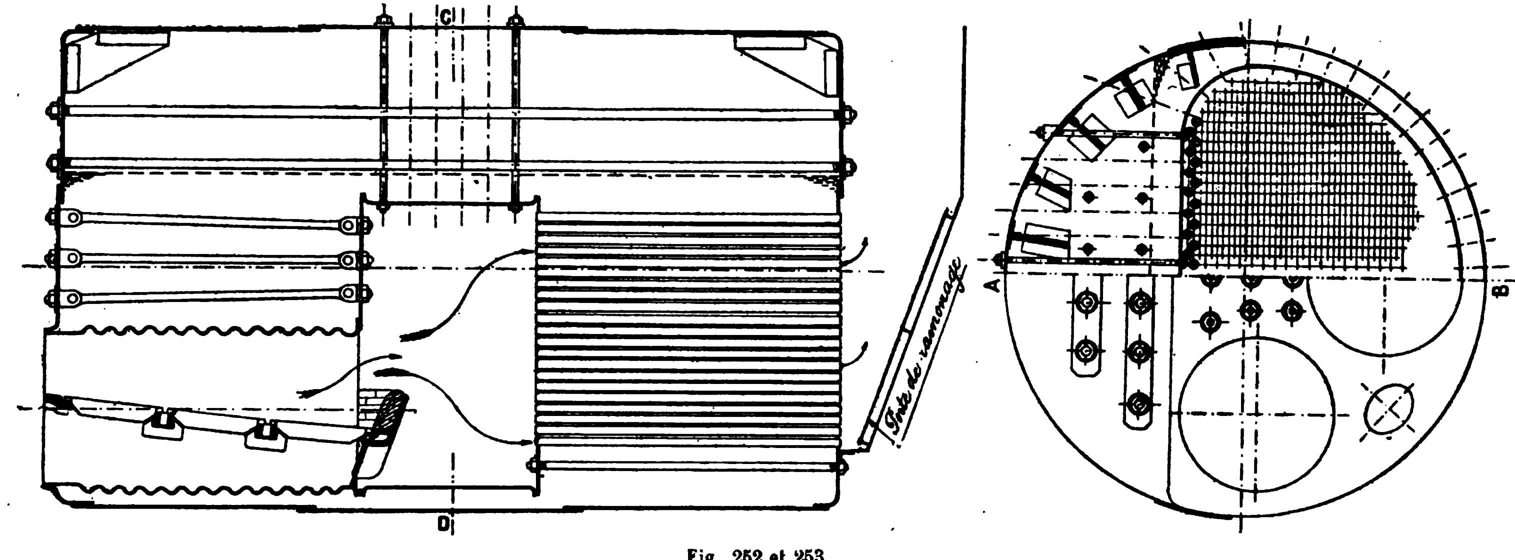


Fig. 252 et 253

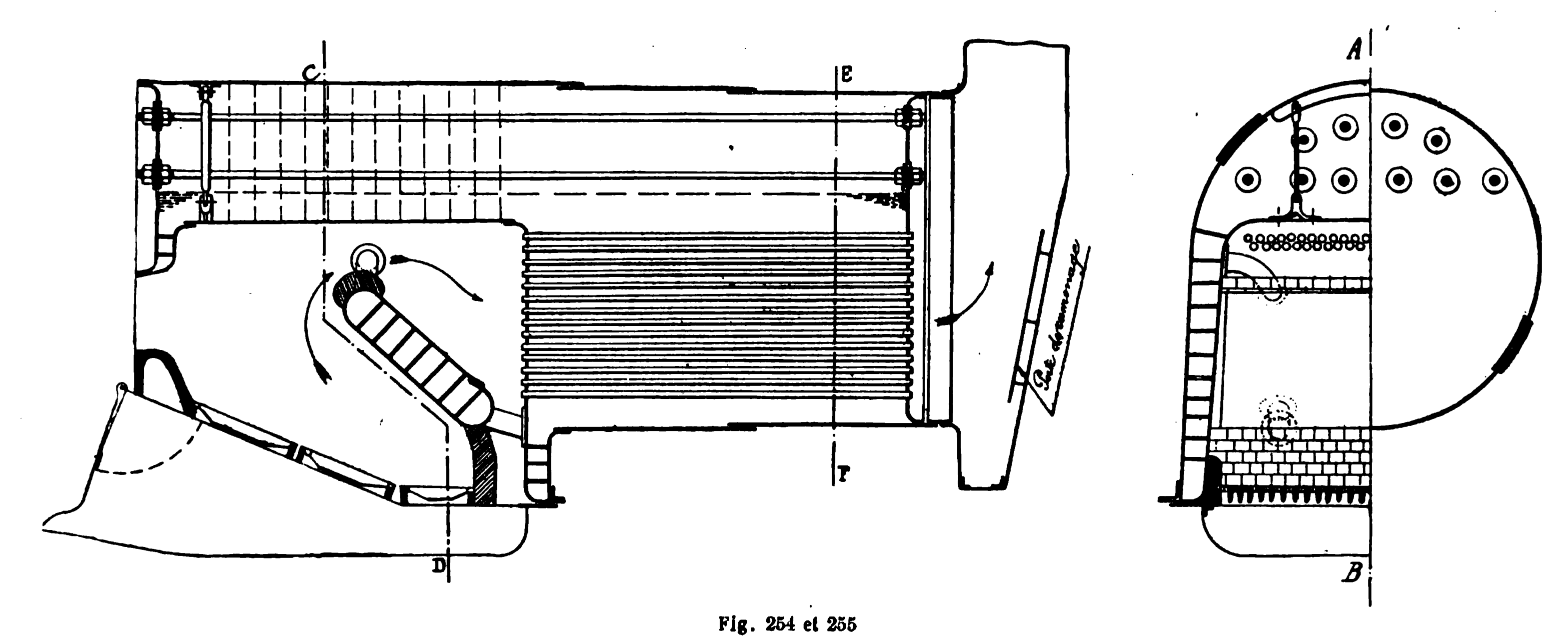


Fig. 254 et 255

détail dans la première partie de ce volume; la forme plate du coffre de vapeur et le renforcement des parois planes par longues entretoises filetées et munies d'un contre-écrou accentuent souvent cette ressemblance, mais la boîte à feu est faite en acier (fig. 254 et 255) (d'après M. Bertin).

La tenue des tubes dans la plaque tubulaire du foyer a donné lieu à une série de difficultés qui n'ont jamais été résolues d'une manière satisfaisante; l'emploi du bouilleur Ten-Brink ou de la voûte en briques réfractaires n'a pas remédié complètement à ce défaut, non plus que les tubes rétrécis de M. Normand (4e fasc. n° 43).

Pourtant la combustion par mètre carré de grille n'a guère dépassé celle que l'on réalise dans les machines locomotives. Plusieurs raisons expliquent l'échec relatif subi par ces chaudières dans leur adaptation à la marine, et notamment le service continu qui leur est demandé, alors que les locomotives ne fonctionnent jamais que quelques heures sans arrêt, tandis que les chaudières des torpilleurs doivent subir des décrassages de grille et des ramonages de tubes en plein feu.

D'après M. Bertin, la différence du régime des pressions d'air expliquerait en grande partie la moins bonne tenue des chaudières de torpilleurs; en effet, pour les locomotives, l'ouverture de la porte du foyer ne produit pas un très grand appel d'air, parce que le vide de la boîte à fumée y est à peu près équivalent à la résistance du faisceau, et que la pression d'air nécessaire pour vaincre l'obstruction due au combustible est produite par la marche, qui engouffre l'air dans le cendrier. Les tubes des chaudières marines sont aussi relativement plus courts et ne peuvent fléchir par la dilatation.

L'état de trépidation des locomotives serait favorable au dégagement et à l'ascension des bulles de vapeur, circonstance qui n'existe pas dans la navigation.

Quoiqu'il en soit, le type locomotive paraît abandonné aujourd'hui, et l'allégement a pu être poussé bien plus loin au moyen des chaudières à tubes d'eau qui l'ont remplacé.

143. — *Détails de construction et accessoires.* — Dans le type marin ordinaire à retour de flamme à simple ou à double face, le dôme de prise de vapeur est rendu inutile par le grand volume de la chambre de vapeur et la grande surface de dégagement (4e fasc. n° 168); aussi, on le supprime presque toujours; il y a sur chaque chaudière une soupape d'arrêt et un branchement aboutissant à la conduite principale.

On établit sur chaque corps deux soupapes de sûreté chargées au moyen de ressorts; leur chambre de dégagement est munie d'un tuyau d'échappement qui monte le long de la cheminée à l'extérieur; ces soupapes peuvent toujours être soulagées à la main de l'intérieur de la chambre de chauffe.

Les indicateurs de niveau sont à tubes de verre, ils sont montés sur la façade, et ne donnent lieu à aucune observation particulière.

Les foyers sont toujours de grand diamètre, dépassant souvent un mètre, ils ont donné lieu à beaucoup de recherches tant au point de vue de la résistance que de l'élasticité (4e fasc. n° 69). Le foyer ondulé Fox est très employé, il a eu cependant à souffrir des dépôts d'huile et a donné lieu quelquefois à des affaissements énormes (voir Bertin, ouvrage cité), mais ils ont toujours été inoffensifs pour le personnel. Cette particularité tient à la fois à un défaut et à une qualité de ces foyers, qui, par le développement des ondulations, présentent une surface de tôle capable de donner des poches très profondes sans que le métal se fissure. Le foyer *Purves* à nervures (fig. 256) tout en présentant beau-

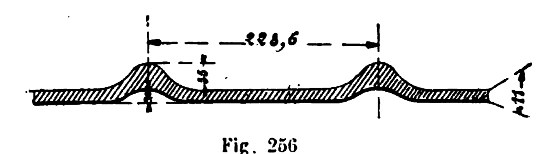


Fig. 256

coup de résistance à l'écrasement, a plus de raideur ; on le rencontre assez fréquemment, ainsi que d'autres foyers du même genre.

L'alimentation est toujours introduite au-dessus de l'axe des foyers les plus élevés; au point où le tuyau d'alimentation se greffe sur l'enveloppe, on place un *clapet de retenue* automatique et une soupape régulatrice de l'alimentation; cette dernière est parfois le clapet de retenue lui-même, avec une tige filetée et un volant permettant de l'appuyer sur son siège.

Les grands diamètres et les fortes pressions conduisent à une épaisseur d'enveloppe considérable, même avec l'acier ; l'emploi de joints à grande résistance relative s'impose donc pour les coutures placées suivant les génératrices. Le système à couvre-joint sur les deux faces et à triple couture dans chaque lèvre est presque toujours préféré ; dans la troisième rangée, voisine du bord du couvre-joint, le pas de la rivure

est souvent doublé; la grande épaisseur du couvre-joint permet ce grand espacement sans que la tôle risque de bâiller au matage.

Les viroles sucessives sont à emboîtement et à double rangée de rivets.

On trouve sur les chaudières marines une installation qui leur est spéciale et qui consiste en un tuyautage et robinetterie d'*extraction*. Lorsque les chaudières étaient alimentées à l'eau de mer, on limitait la concentration en chassant à l'extérieur une certaine quantité d'eau et en la remplaçant par alimentation ; le moment opportun de cette extraction était donné par un essai à l'aréomètre. Cette pratique occasionnait évidemment une perte de chaleur qui a été supprimée par l'adoption du condenseur à surface, et qui s'est ajoutée au bénéfice des hautes pressions qu'il a permis d'aborder. L'extraction se faisait en partie par la surface, en partie par le fond. L'extraction de surface avait l'avantage subsidiaire d'entraîner à la mer les écumes et les matières de graissage; elle a été conservée sur les chaudières à haute pression, pour lesquelles on connait le danger des dépôts huileux, et il est recommandé de faire une extraction de surface avant la vidange des chaudières, sinon le niveau en s'abaissant tapisse les foyers de l'enduit peu conducteur dont ils ont tant à souffrir.

144. — *Réparation des pertes d'eau douce et rechauffeurs d'eau d'alimentation*. — Pour les courtes traversées, le moyen consiste à emporter une certaine provision d'eau douce renfermée dans une soute spéciale, et qui sert à une injection très réduite et réglable sur le coffre du condenseur par surface. Pour les longues traversées, ce moyen trop lourd et encombrant est remplacé par un appareil distillatoire. Il n'est pas nécessaire de lui adjoindre un réfrigérant, puisque le condenseur des machines principales est tout indiqué pour cet usage ; il suffit donc d'un évaporateur, qui a été souvent une petite chaudière auxiliaire chauffée au charbon. La gène et l'encombrement produits par ce générateur supplémentaire l'ont fait abandonner; on produit le chauffage de l'eau à distiller au moyen d'un faisceau tubulaire ou d'un serpentin qui s'y trouve noyé, et qui est parcouru intérieurement par de la vapeur prise aux chaudières principales.

Le serpentin est disposé de manière à ce que l'eau qui s'y condense retourne à la bâche de la pompe alimentaire, sinon, il résulterait de ce chef une certaine perte d'eau douce. L'eau à évaporer se concentre peu

à peu, il est donc nécessaire d'en diminuer la salure par des extractions; mais les incrustations n'ont pas le danger qu'elles auraient dans une chaudière à feu nu ; la vapeur est conduite par un tuyau au condenseur. La perte de chaleur due à l'opération équivaut à peu près à la chaleur totale de la vapeur condensée, il faut en retrancher cependant la chaleur du liquide de cette vapeur, et remarquer aussi que l'eau fraiche produite se trouve à une température supérieure à celle de l'eau de la mer.

La perte n'existe d'ailleurs que par suite du retour au condenseur de la chaleur de vaporisation communiquée à l'eau à distiller, mais elle peut être évitée par l'emploi de plusieurs évaporateurs successifs, le second servant de condenseur au premier, et ainsi de suite ([1]). En pratique, la vapeur du chauffage est prise au premier réservoir intermédiaire des machines à triple expansion, tandis que la vapeur formée dans la chaudière distillatoire, qui se trouve presque à la même température, est dirigée dans le second réservoir ; on atténue ainsi beaucoup la perte de chaleur, puisque d'une part la vapeur de chauffage que l'on emprunte a déjà fourni un certain travail, et que d'autre part la vapeur nouvelle que l'on produit donne également du travail dans le cylindre à basse pression avant de se condenser.

Dans beaucoup de cas, l'eau extraite du condenseur à surface par la pompe à air, à laquelle est venue s'adjoindre éventuellement celle de la distillation, est simplement refoulée aux chaudières par les pompes alimentaires, qui la font ainsi rentrer dans le circuit.

On a cependant trouvé utile de réchauffer l'eau jusqu'à 100 degrés au moins en vue de diminuer la fatigue de dilatation des chaudières ; on profite aussi de ce réchauffage pour dégager l'air dissous dans l'eau d'alimentation et qui produit des corrosions ; divers réchauffeurs à serpentins ou à tubes sont conçus dans ce but.

M. *Weir* a eu l'idée de produire le réchauffage par injection au moyen d'une certaine quantité de vapeur prélevée à l'un des réservoirs intermédiaires, vapeur qui est ainsi condensée prématurément et qui retourne à la chaudière mélangée à l'eau alimentaire, mais par un circuit plus court que celui de la vapeur restante. Nous avons analysé ailleurs (3e fasc. n° 128) le bénéfice dû à cette ingénieuse combinaison, bénéfice

1. Ce principe a été utilisé pour l'évaporation de la saumure dans la fabrication du sel. On emploie dans la marine française des bouilleurs à triple effet V. Bertin).

provenant de ce que la vapeur prélevée pour le réchauffage peut être considérée comme l'échappement d'une petite machine auxiliaire qui n'aurait que le cylindre à haute pression, mais dans laquelle il n'y aurait pas de chaleur perdue, puisqu'elle rentre entièrement à l'eau d'alimentation.

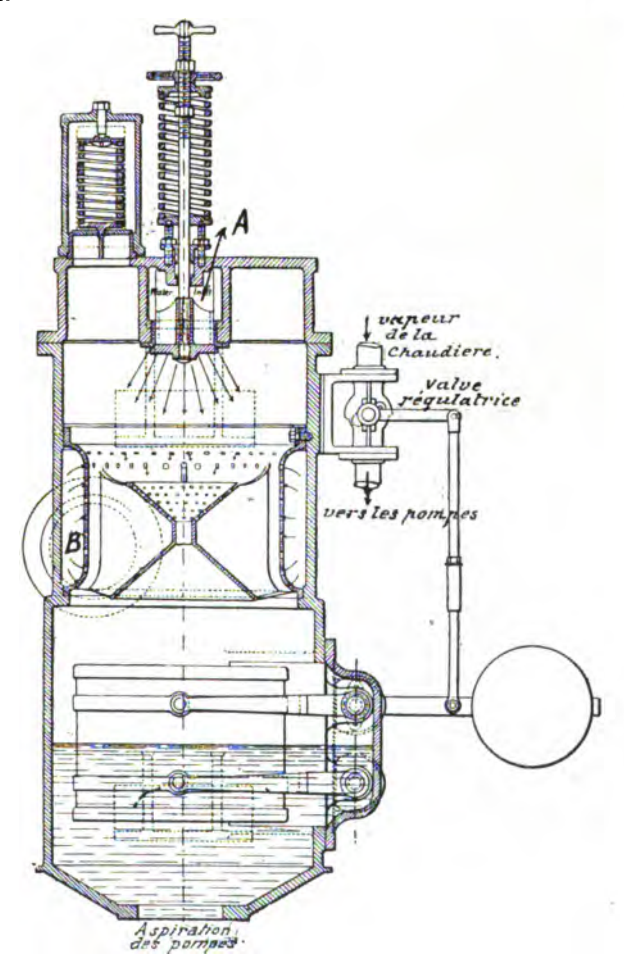


Fig. 257

La figure 257 représente le réchauffeur Weir (d'après *Engineering* 1893-1-487) ; A est l'entrée de l'eau froide refoulée par la pompe alimentaire, et qui doit franchir une soupape chargée par un ressort ; B est la tubulure d'entrée de la vapeur de réchauffage, elle est munie d'une sou-

pape automatique destinée à empêcher le retour de l'eau vers le premier réservoir intermédiaire ; cette soupape peut être fermée à la main pour isoler l'appareil, elle n'est pas dessinée sur la figure. L'eau tombe en pluie dans un tamis où elle rencontre la vapeur en jets divisés ; un robinet d'air est établi au-dessus de la chambre de mélange. La partie inférieure du réchauffeur forme une bâche dans laquelle un flotteur plein d'eau ouvert par le haut et en partie équilibré suit exactement les variations du niveau. Les mouvements du levier d'équilibre de ce flotteur commandent le modérateur des pompes alimentaires à action directe, qui sont conjuguées deux à deux comme les pompes Worthington [1].

145. — *Tirage forcé en général.* — Les résistances que l'on peut vaincre au moyen du tirage naturel sont limitées par la hauteur des cheminées: dans les petits bâtiments, celle-ci est tout à fait insuffisante pour atteindre de fortes combustions, aussi la plupart des petits remorqueurs de rivière ont leur échappement dans la cheminée et les machines y sont sans condensation. Ce système n'est pas applicable aux bateaux de mer où la vapeur doit en tout cas être condensée pour faire l'alimentation.

On a augmenté quelquefois le tirage au moyen d'un *jet souffleur* débouchant dans l'axe de la cheminée ; le système ainsi appliqué, outre qu'il produit un bruit assourdissant, occasionne une perte de vapeur à laquelle il faudrait suppléer par de l'eau de mer. M. Bertin avait eu l'idée de remplacer le jet de vapeur par des jets d'air comprimé, ce qui évitait toute perte d'eau ; le système fut même appliqué au garde-côte *le Fulminant* en 1876, il avait augmenté la production des chaudières d'environ 30 % ; le travail dépensé pour la compression de l'air n'absorbait qu'une faible partie de l'excès de production, il restait donc en faveur du système un certain *boni* sur les poids.

A cette époque, Thornycroft commençait la construction des petits bateaux rapides qui sont devenus les torpilleurs ; ils étaient munis de chaudières de locomotives présentant une assez grande résistance au tirage ; la hauteur des cheminées y était très petite et rendait le tirage forcé absolument nécessaire. Ce résultat était obtenu en plaçant les chaudières en chambre close, et en y refoulant l'air au moyen d'un ventila-

1. Voir les pompes Weir du *Campania*, *Engg.*, 1893-1-487, et une description plus détaillée du système, même publication, 1890-2-364.

teur centrifuge commandé par une machine spéciale. Tel a été le point de départ du système de tirage forcé qui s'est le plus répandu.

Pour les grands bâtiments, la hauteur totale des cheminées comptée depuis le niveau des grilles est toujours assez considérable pour qu'on puisse atteindre par le tirage naturel seul une combustion d'au moins 100 kilogrammes par mètre carré de grille [1], mais il est déjà difficile de maintenir ce régime, surtout lorsque le combustible n'est pas de premier choix au point de vue des cendres.

Par le tirage forcé, employé dans une mesure compatible avec la conservation des chaudières et avec le maintien d'un bon rendement, on augmente la combustion de 50 % environ ; en général les essais dans lesquels on a voulu aller au delà n'ont pas été heureux (Bertin, ouvrage cité).

L'augmentation de la combustion dans une *même chaudière* a pour effet d'élever la température dans le foyer et d'élever la température des gaz. En supposant que la proportion d'air par kilogramme de houille ne change pas, non plus que le coefficient de convection, le rendement serait abaissé puisque les gaz seraient abandonnés plus chauds à la cheminée. Nous admettons aussi que le rendement de la combustion n'est pas changé. On peut toujours retrouver le rendement en augmentant la proportion de la surface de chauffe à la surface de grille; en appliquant les théories développées dans le quatrième fascicule (n°s 45 et 46), et en admettant que la température de la chaudière est de 192 degrés (12 atm. effectives), on trouve que pour obtenir le même rendement dans le cas d'une combustion de 100 et de 150 kilogrammes respectivement par mètre carré de grille, la surface de chauffe doit passer de 30 à 45 mètres carrés par mètre carré de grille. Mais on sait que le coefficient de convection augmente avec l'intensité de la combustion; l'augmentation relative de la surface de chauffe ne doit donc pas être aussi grande en réalité, et c'est cette circonstance qui explique l'allégement que procure le tirage forcé.

En fait, la production des chaudières peut être augmentée de 50 % avec la même surface de chauffe et sans affecter le rendement, ainsi que la pratique l'a démontré. On trouve la confirmation de ce fait dans les expériences faites par le comité de l'*Institution of M. E.* de Lon-

1. Pour beaucoup de grands transatlantiques, la hauteur de la cheminée comptée depuis les grilles atteint 25 mètres ; elle est d'environ 36 mètres pour le *Campania*, qui malgré ses ventilateurs fonctionne ordinairement au tirage naturel.

dres [1]; nous rappelons ici deux des résultats déjà donnés dans le fascicule 4 (n° 55).

	Meteor tirage naturel	*Ville de Douvres* Tirage forcé en chambre close
Surface de chauffe	612^{m2}	680^{m2}
Surface de grille	19.2	21.7
Rapport	32	31.1
Pression effective.	$10^{at}.2$	$7^{at}.5$
Température de la vapeur	185°	173°
Température des gaz perdus	420	490
Tirage ou pression	$8^{m}/^{m}$	23.5 à $31^{m}/^{m}$
Poids d'air par kilogramme de houille . .	15.5	17.9
Combustion par mètre carré de grille . .	94	154
Vaporisation (l'eau étant à 0° et la vapeur à 5 atm. effectives), par kilogramme de charbon-type (Nixon).	$8^{k}.5$	$8^{k}.80$

On voit d'après le tableau qu'il s'agit de chaudières tout à fait comparables au point de vue des proportions, mais que la combustion au tirage forcé a été de 64 % plus élevée qu'au tirage naturel sans que la température des gaz à la cheminée ait été sensiblement plus élevée ; il est vrai que la pression de fonctionnement permet un refroidissement un peu plus grand pour la *Ville de Douvres*, mais par contre, le rapport de la surface de chauffe à la grille y est plutôt inférieur et la proportion d'air est plus élevée. Les chiffres de vaporisation donnés semblent présenter une anomalie puisque, malgré la température plus élevée à la cheminée, les chaudières à tirage forcé donnent $8^{k},80$ de vaporisation au lieu de $8^{k},50$; cette circonstance provient de ce que le « Meteor » a donné lieu à une perte de 3,6 % par combustion imparfaite.

Le bénéfice en poids que l'on peut réaliser sur les chaudières ordinaires est légèrement diminué par les constructions supplémentaires qu'amène le tirage forcé, ainsi que par les ventilateurs. Ceux-ci consomment également une certaine quantité de vapeur dont il y a lieu de tenir compte ; ainsi, pour la *Ville de Douvres*, la consommation des deux machines Brotherhood à trois cylindres a été trouvée de 3,7

1. Voir les *Proceedings* de cette Institution, mai 1892.

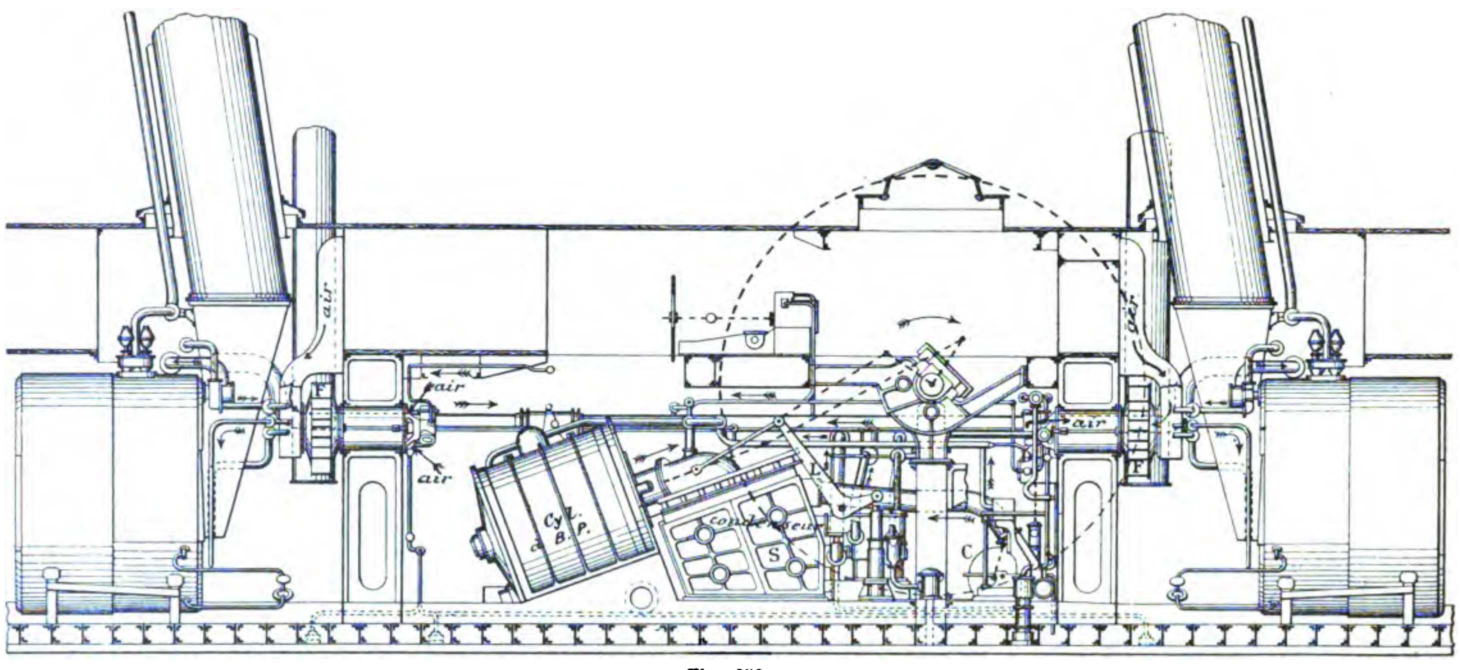


Fig. 258.

pour cent rapportée à la production totale, ce qui ramène la vaporisation disponible à $8^k,5$ environ par kilogramme du charbon type, résultat obtenu pour le *Meteor*. D'autre part, le tirage forcé permet l'emploi de tubes plus petits, circonstance favorable à la réduction du diamètre de l'enveloppe et du volume d'eau. Au total, la diminution des poids peut se déduire du rapport inverse des combustions, soit 100 et 150 kilogrammes, elle est donc de 33 pour cent comparativement au tirage naturel (1).

146. — *Tirage forcé en chambre close.* — Le tirage forcé en chambre close est celui qui demande le moins de modifications aux chaudières et aux manœuvres des chauffeurs ; la figure 258 (d'après les *Proceedings of M. E.*) représente la disposition générale de la chambre des machines et des chaufferies du paquebot à roues *Ville de Douvres* ; les chaudières sont groupées par deux dans chacune des chambres. Celles-ci sont hermétiquement fermées, et n'ont aucune communication avec le pont : on y accède au moyen de portes doubles séparées par un sas et qui ne peuvent jamais être ouvertes en même temps. L'air est refoulé à chacune des chaufferies par un ventilateur centrifuge F à deux ouïes, l'une d'elles aspire directement dans la chambre des machines. Les manches à vent sont habituellement fermées, on ne les ouvre que pour les besoins de la ventilation dans le port, ou éventuellement pour fonctionner au tirage naturel ; des manomètres à eau permettent de lire la pression et de régler la marche des ventilateurs. La pression de 25 millimètres d'eau est considérée comme modérée ; avec les chaudières du type ordinaire, cette pression, jointe à la dépression d'environ 10 millimètres due à la cheminée suffit pour atteindre la combustion de 150 kilogrammes par mètre carré de grille.

La température modérée maintenue dans les chaufferies est ordinairement donnée comme un avantage du système en chambre close. De plus, l'égalité de pression maintenue entre le cendrier et le foyer permet l'ouverture des portes de chargement sans manœuvre préalable, mais l'irruption de l'air froid dans le foyer ouvert soumet les joints des plaques tubulaires à une assez rude épreuve, principalement dans le type à tubes directs.

1. On appréciera l'importance d'une pareille réduction si l'on observe que pour la *Gascogne*, le poids des chaudières y compris l'eau et les accessoires auxquels elle s'appliquerait est d'environ 1000 tonnes.

Dans la navigation fluviale en Amérique, on a souvent employé le tirage forcé en fermant le cendrier ; la chambre de chauffe est alors ouverte, et l'air est refoulé à chaque cendrier par un branchement de la conduite principale.

147. — *Tirage forcé avec réchauffeur d'air*. — Le système *Howden* combine le tirage forcé avec le réchauffage de l'air sur son trajet entre le ventilateur et le cendrier ; la chaleur des gaz de la boîte à fumée est ainsi utilisée jusqu'à un certain point comme elle le serait par un réchauffeur d'eau. Mais le faible coefficient de convection entre les gaz et les parois du réchauffeur oblige à donner à celles-ci un grand développement. Les figures 259 et 260 (d'après M. Bertin) représentent l'application du système ; l'air est refoulé en A dans une chambre traversée par un faisceau de tubes verticaux qui forment le passage des gaz de la boîte à fumée vers la cheminée ; l'air passe encore dans un conduit qui contourne les boîtes à fumée, et il aboutit finalement au cendrier en passant dans les devantures des foyers, qui sont creuses. L'air peut aussi être admis au-dessus des grilles par le registre horizontal placé au-dessus des portes. (V. la disposition des chambres de chauffe et des ventilateurs du *Vienna*, *Engg.*, 1891-1-398.)

Le réchauffeur d'air donnerait lieu aux mêmes calculs que les économiseurs (4e fasc. n° 49), mais avec un coefficient de transmission différent et probablement moitié moindre.

L'ouverture des portes du foyer ou du cendrier exige que l'on ferme les deux entrées d'air, sinon il y aurait reflux d'air chauffé ou même des gaz brûlés dans la chambre de chauffe.

Enfin, le système *Ellis* ressemble en principe au précédent, sauf que le tirage est produit par aspiration des gaz brûlés, aucune fausse manœuvre n'est plus ici à craindre, puisque l'ouverture des cendriers ou des portes de foyers produit un appel d'air froid. (V. *Engg.*, 1894-2-213, *on Suction Draught for Boilers*).

Dans les systèmes *Howden* et *Ellis*, le tirage mécanique est rendu nécessaire par les résistances additionnelles dues au réchauffeur, par les coudes des conduits, et par le passage final des gaz brûlés dans le réchauffeur. On revendique en faveur de ces systèmes le bénéfice que procure le tirage mécanique substitué à celui des gaz dilatés, c'est-à-dire la suppression partielle de la perte à la cheminée, il convient de préciser ce que l'on entend par là.

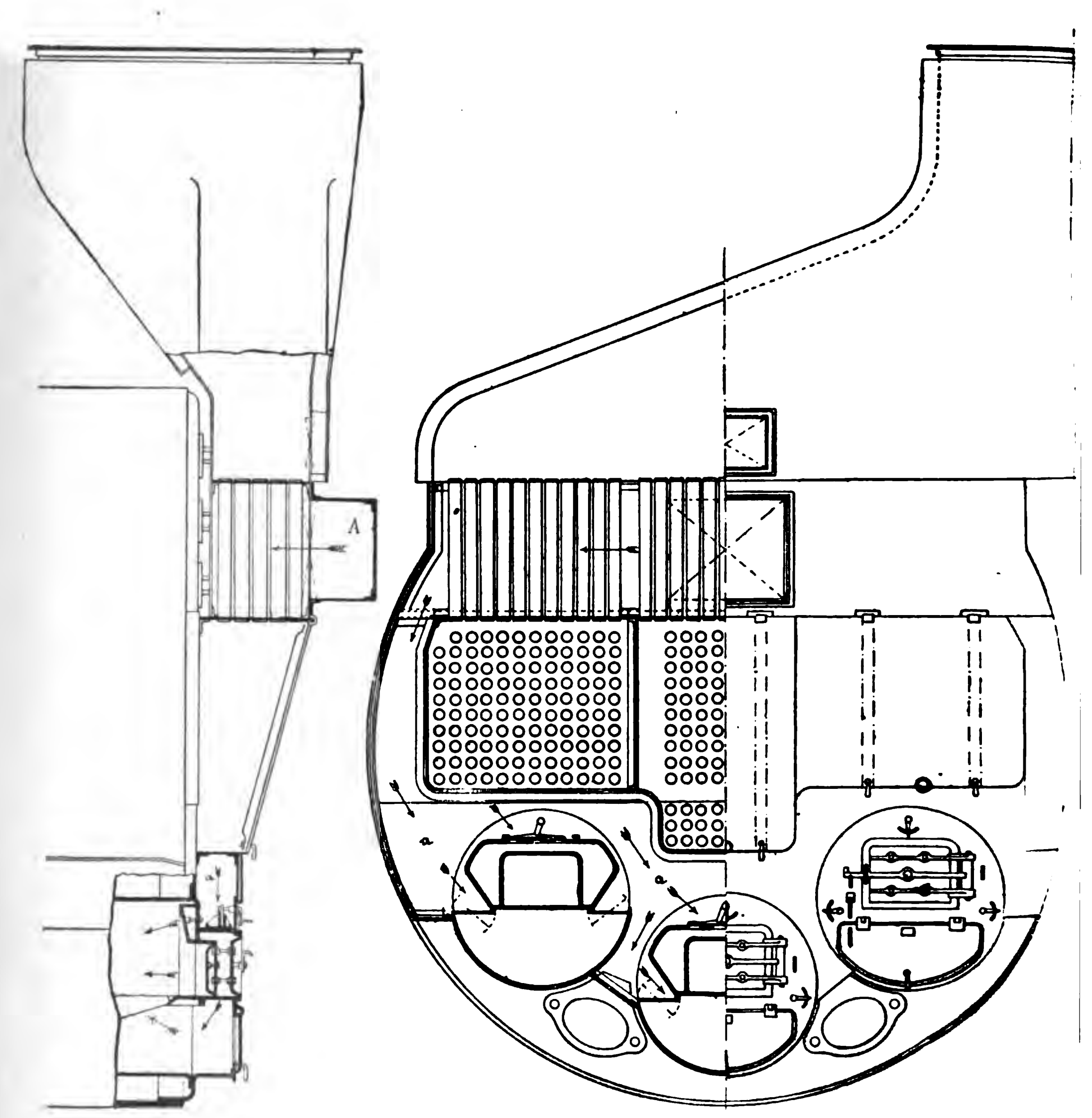


Fig. 259-260

148. — *Comparaison des deux systèmes.* — Dans les chaudières ordinaires à tirage naturel, l'air entre à la température ambiante, et les gaz sont abandonnés à la cheminée vers 400 degrés, nous supposons qu'il s'agisse de pressions élevées pour lesquelles la température de la vapeur est voisine de 200 degrés. Cette température élevée des gaz perdus n'est pas nécessaire au tirage, et elle serait injustement mise à son compte, puisque le maximum de tirage serait obtenu dans le cas présent à 293 degrés (4e fasc., n° 24) ; mais, pour refroidir les gaz notablement en dessous de 400 degrés, il faudrait multiplier outre mesure la surface de chauffe de la chaudière, c'est-à-dire augmenter son poids à peu près dans la même proportion.

Si nous considérons le système Howden, abstraction faite du perfectionnement de la combustion qui peut être la conséquence de la température plus élevée du foyer, nous constatons que l'air entre dans le réchauffeur à la température ambiante, et que les gaz sont définitivement abandonnés à 240 degrés ; le bénéfice consiste dans l'abaissement de température de 400 — 240 ou 160 degrés (toujours à rendement de combustion égal), mais ce serait le compter deux fois que de tenir compte encore de l'échauffement de l'air froid par le réchauffeur ; la dépense due au tirage naturel n'est pas non plus supprimée, et on trouve même que la température de 240 degrés donne à la cheminée exactement le même tirage que celle de 400 degrés. Le principe du système, souvent masqué par les avantages trop nombreux réclamés en sa faveur, est donc le suivant : on refroidit les gaz de la combustion non par une augmentation de surface de chauffe qui serait achetée très cher en poids, mais par un réchauffeur d'air dans lequel les pressions en jeu sont nulles, et qui peut être relativement léger ; la faiblesse du coefficient de transmission est rachetée par l'écart de température notable entre l'air et les gaz. Enfin, le moyen mécanique de tirage est nécessité en partie par les résistances plus grandes au parcours de l'air et des gaz.

Les cas d'application du tirage forcé simple et des systèmes Howden ou Ellis ne sont pas nécessairement les mêmes. Le premier système ne procure pas une économie de charbon, il n'abaisse pas la constante d (nos 131 et 132), mais il abaisse le coefficient c en diminuant le poids de l'appareil moteur. Les systèmes *Howden* et *Ellis* n'agissent pas aussi favorablement sur ce coefficient, mais ils abaissent la constante d qui règle le poids de charbon à embarquer. Il existe donc une limite de

distance franchie pour laquelle les deux systèmes seraient équivalents, si le prix du charbon n'entre pas en ligne de compte ; au-dessus de cette limite, et c'est le cas pour toutes les grandes traversées, le tirage forcé sans réchauffage est inférieur, mais pour les distances qui ne demandent que quelques heures de chauffe ou pour le cas où la marche à toute puissance est de courte durée, le poids additionnel des réchauffeurs ne serait pas compensé par l'économie de charbon. Enfin, dans les services commerciaux proprement dits, la dépense afférente au combustible abaisse un peu la distance à partir de laquelle le réchauffage est applicable.

149. — *Poids des chaudières.* — Nous ne pouvons donner ici que des moyennes. Pour les pressions de 11 à 12 atmosphères en usage dans les machines à triple expansion, les chaudières simples en acier à retour de flamme pèsent environ 400 kilogrammes par mètre carré de surface de chauffe, poids qui se décompose ainsi :

Chaudière nue	195k
Grilles, autels, portes	28
Cheminée, boîtes à fumée, hottes	48
Enveloppe calorifuge	5
Eau	124
Total	400

Ce poids ne comprend pas les soupapes de sûreté, les soupapes d'arrêt, le tuyautage, ni les pompes alimentaires.

La surface de chauffe des chaudières de ce type ne s'écarte pas beaucoup de l'expression :

$$S = 3{,}30\ D^2 L$$

D étant le diamètre et L la longueur de l'enveloppe.

Lorsque le timbre est différent, on peut admettre que le poids de la chaudière nue varie proportionnellement à la pression effective, les autres poids étant constants ; cependant, cette proportionnalité n'est pas tout à fait exacte, à cause des constantes d'usure, de l'épaisseur constante des tubes, etc., c'est-à-dire que les chaudières à pression plus basse sont relativement plus lourdes rapportées au timbre, même si l'on exclut les poids qui ne dépendent pas manifestement de la pression, comme les grilles, les cheminées, etc.

Pour les chaudières à double face, tous les poids indiqués subissent une réduction, à l'exception des portes, grilles, hottes et cheminées,

mais l'économie de poids est différente suivant que les chambres de combustion sont séparées ou non pour les foyers se trouvant dans le même alignement.

Les chaudières à tubes directs du type del'Amirauté employées dans la marine militaire ne pèsent nues qu'environ 150 kilogrammes pour le timbre de 11 à 12 kilogrammes, et ne renferment que 75 kilogrammes d'eau par mètre carré de surface de chauffe.

Les chaudières locomotives n'ont guère été appliquées qu'à certains bâtiments légers de la marine militaire, et la manière dont elles se sont comportées indique assez qu'on y a poursuivi aussi loin que possible la réduction des poids de construction; en service régulier, elles ne seraient possibles qu'avec une combustion de 200 à 300 kilogrammes par mètre carré de grille (on a été jusqu'à 750) et c'est dans ces conditions qu'elles ont été appliquées à des paquebots à roues à faible tirant d'eau ; pour le timbre de 10 kilogrammes, les chaudières des torpilleurs 126 à 129 de la marine française ont les poids suivants [1].

Chaudière nue par mètre carré de surface de chauffe .	72^k
Grilles, maçonnerie et autels.	9^k
Cheminée, boîte à fumée et conduits	4^k
Enveloppe calorifuge.	0.75
Eau	35^k
Total.	120.75

La vraie mesure de l'allégement n'est cependant pas le poids par mètre carré de surface de chauffe, puisqu'il faut tenir compte de la combustion rapportée à cette unité de surface et du rendement de la chaudière ; on aurait ainsi le poids rapporté à la vaporisation par heure. La question est encore plus complexe, car il ne suffit pas d'obtenir le poids de vapeur voulu d'un appareil léger, il faut encore le produire avec assez d'économie pour qu'on n'ait pas à embarquer une surcharge de charbon qui compenserait et au delà la légèreté des chaudières.

§ III

CHAUDIÈRES A TUBES D'EAU [2]

150. — *Chaudières Belleville.* — L'application à la marine des générateurs Belleville date pour ainsi dire de leur invention ; ce n'est toute-

1. D'après M. Bertin, ouvrage cité.
2. Voir les généralités données dans le fascicule 4 sur les générateurs fixes de l'espèce, et notamment la description de la chaudière Belleville.

fois qu'à partir de 1878, et à la suite de perfectionnements successifs dans la circulation, l'alimentation et la prise de vapeur, que l'inventeur est arrivé à des dispositions pratiques et définitives dont le principe a été très peu modifié depuis lors, aussi bien pour les générateurs fixes

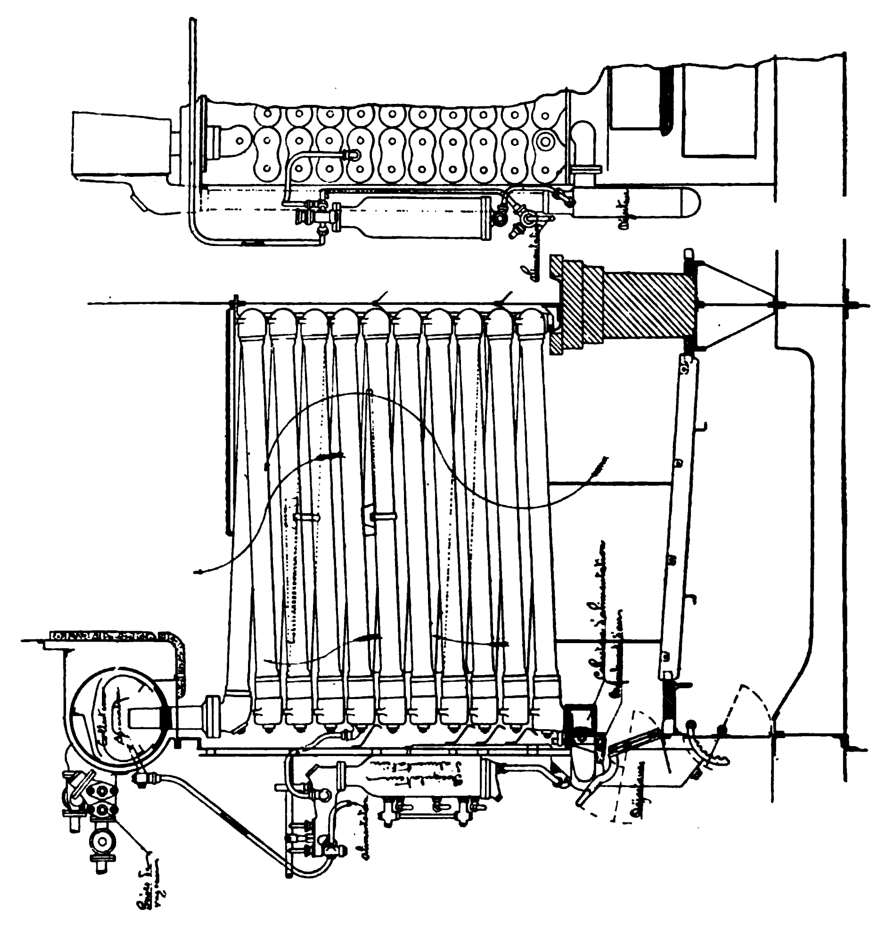


Fig. 261 et 262.

que pour les chaudières marines. Les figures 261 et 262 (d'après M. Bertin) se rapportent à un type fréquemment adopté en France, les figures 263 et 264 représentent les dispositions prises pour le dégagement de la vapeur et l'introduction de l'alimentation, la figure 265 montre le régulateur automatique d'alimentation à flotteur.

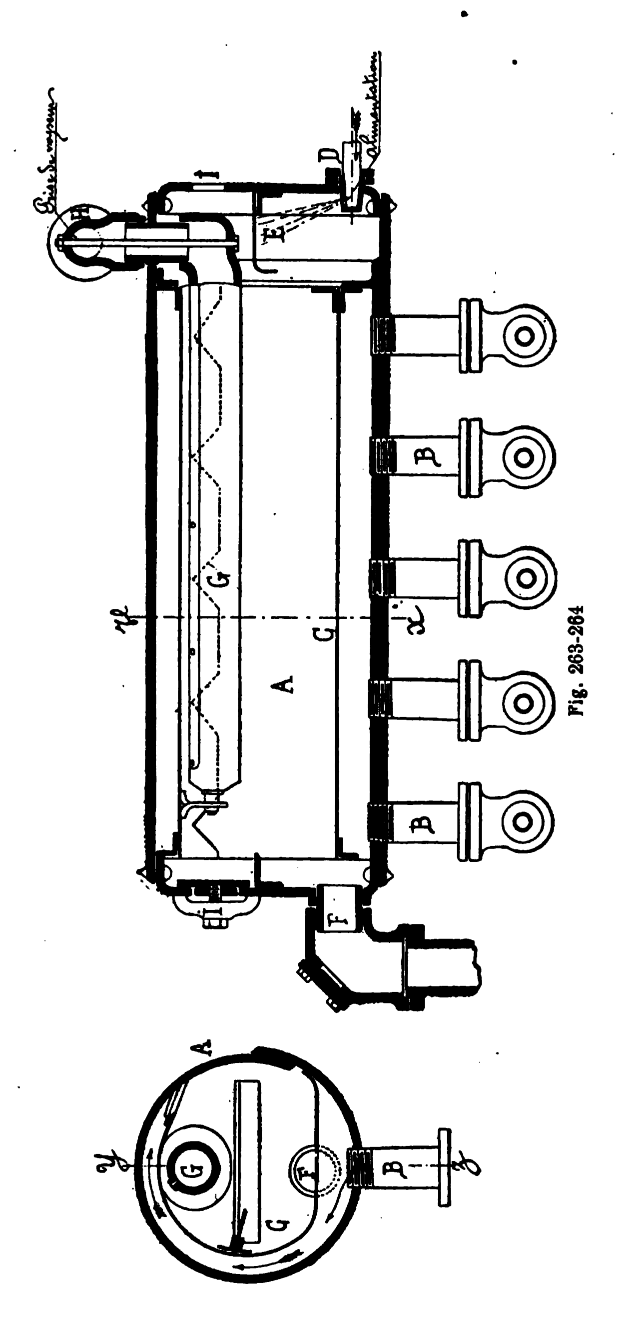


Fig. 263-264

Un nouveau type vient d'être créé qui comprend un réchauffeur d'eau d'alimentation placé au-dessus de la chaudière proprement dite ; cet économiseur est à tubes d'eau, et il est placé sur le trajet vertical des gaz entre la chaudière et la cheminée ; il est destiné à élever le rendement, sa surface de chauffe atteint à peu près la moitié de celle du

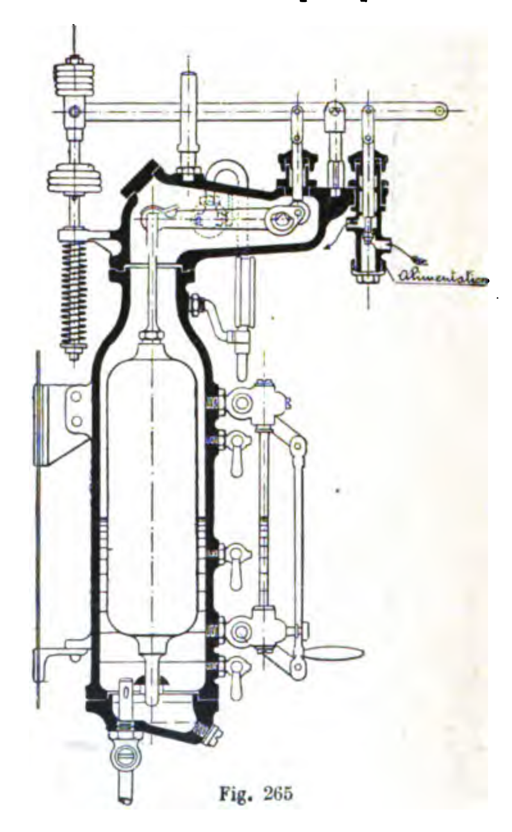


Fig. 265

générateur, proportion qui se justifie par la théorie des réchauffeurs (5e fasc., n° 48).

Le défaut de beaucoup de chaudières à tubes d'eau est d'avoir trop peu de hauteur entre la grille et le premier lit de tubes, ce qui les rend peu fumivores ; on a perfectionné la combustion au moyen de jets d'air horizontaux qui ont sérieusement amélioré le rendement. La vapeur est toujours produite à une pression notablement supérieure à celle exigée par le fonctionnement des machines, un détendeur régularise la pression, en même temps qu'il donne une légère élévation du titre.

Le rapport entre la surface de chauffe et la grille est égal à 30, il est abaissé à 25 dans le type à réchauffeur, mais il s'élève à 37 en comprenant le réchauffeur dans la surface de chauffe.

Les chaudières Belleville supportent une combustion de 100 kilogrammes environ par mètre carré de grille, leur poids beaucoup plus faible permet du reste d'atteindre un grand allégement sans l'emploi du tirage forcé ; l'économie est d'environ 35 pour cent par rapport au type cylindrique simple fonctionnant à la combustion de 150 kilogrammes [1].

La chaudière Belleville a reçu une large application dans la flotte française pour plusieurs catégories de bâtiments, comprenant les grands croiseurs et les cuirassés ; son introduction dans la marine anglaise est toute récente; plusieurs paquebots des *Messageries maritimes* en ont été pourvus depuis 1884.

151.— *Chaudière D'Allest* [2].— Ainsi que l'indiquent les figures 266 et 267 (d'après M. Bertin), cette chaudière comprend un faisceau de tubes inclinés sertis dans deux lames de tête en tôle, lesquelles sont greffées sur un tambour cylindrique servant de dôme de vapeur; le niveau s'élève jusqu'à la partie inférieure de ce tambour, c'est-à-dire que l'eau forme un circuit fermé, comme dans beaucoup de générateurs fixes (V. le système Babcock, fasc. 4). Les chaudières sont accolées deux à deux, et les tubes sont répartis de manière à former une chambre de combustion remplaçant la boîte à feu d'une chaudière ordinaire *double ended*, la circulation des gaz est latérale. Cette chaudière admet des combustions de 150 kilogrammes, le rapport de la surface de chauffe à la grille y est d'environ 30, son poids est comparable à celui des chaudières Belleville.

152. — *Chaudières Du Temple et Normand.* — Ces générateurs et d'autres de la même catégorie remplacent rapidement ceux du type locomotive pour les torpilleurs et contre-torpilleurs extrêmement rapides; ils résolvent d'une manière beaucoup plus satisfaisante la production intense de vapeur à très haute pression sous un poids très faible et qui n'avait pas été atteint jusqu'ici. La chaudière Du Temple vient d'être

1. *The Progress of marine Engineering* par Sir Albert J. Durston. *Engg.*, 1897-2-91.

2. La chaudière *Niclausse*, récemment essayée dans la marine militaire avec le même succès que les systèmes Belleville et D'Allest, est d'une description plus compliquée, on y remarque d'ingénieux arrangements pour le démontage rapide et la visite des éléments, dont la dilatation est entièrement libre. Voir *Bertin*, ouvrage cité.

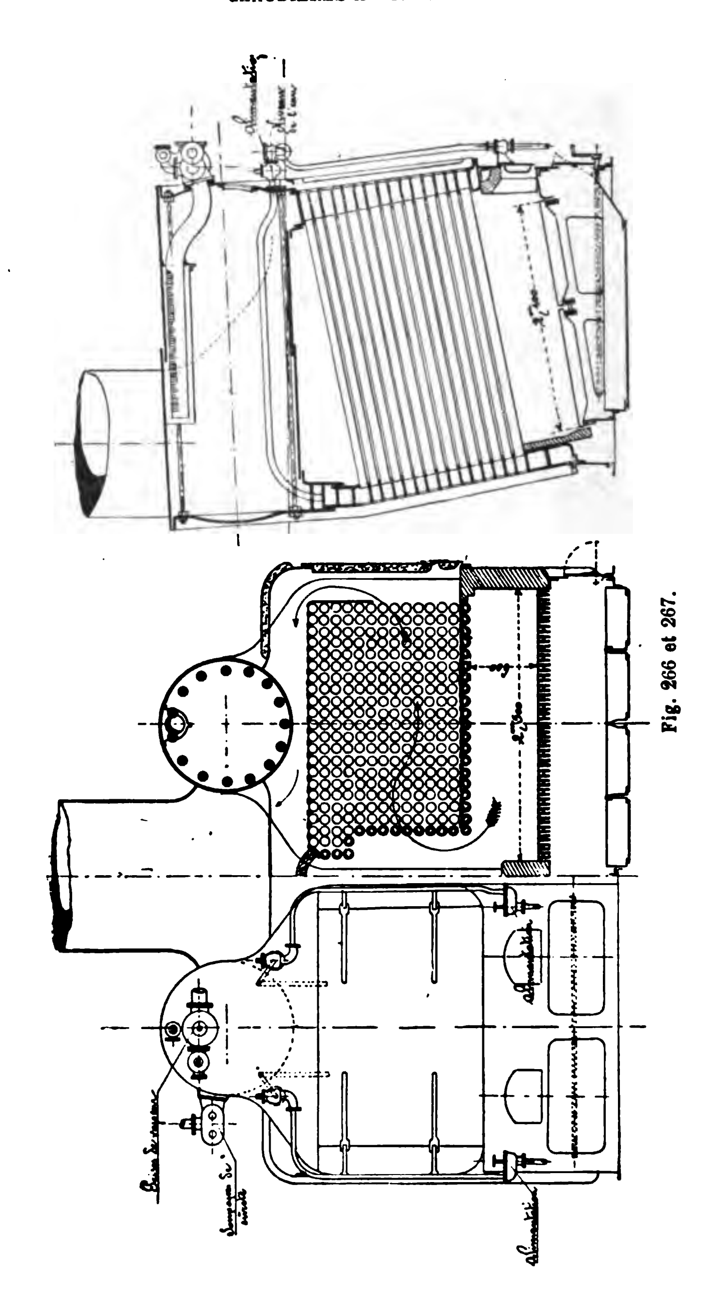


Fig. 266 et 267.

appliquée par la marine anglaise au *Spanker* avec un succès complet en remplacement des chaudières locomotives qui n'avaient pas satisfait aux essais. Le brevet Du Temple date de 1876, et la chaudière Normand en est une modification souvent appliquée par la marine française ; les deux types diffèrent surtout par les replis du faisceau, il nous suffira de décrire la chaudière Normand, dont les figures 268 et 269 sont empruntées au Traité de M. Bertin. Elle comprend deux tambours cylindriques longitudinaux, placés de part et d'autre de la grille et s'étendant plus loin qu'elle sur la face postérieure. Un tambour de plus gros diamètre et parallèle aux deux autres est placé dans l'axe au sommet ; ces trois corps cylindriques ont leurs centres disposés aux sommets d'un triangle à peu près équilatéral. Le niveau est maintenu un peu plus bas que le centre du tambour supérieur qui contient donc une chambre de vapeur de grand volume.

Le faisceau tubulaire est caractéristique ; il est formé de tubes de faible diamètre (26 à 30 mm. extérieur) répartis en deux faisceaux latéraux inclinés, mais leur direction se rapproche beaucoup plus de la verticale que dans les chaudières à tubes d'eau étudiées jusqu'ici. La flamme et le courant gazeux rencontrent les tubes par des parcours qui sont principalement horizontaux ; à cette fin des cloisonnages sont établis d'une façon ingénieuse, en partie par des parois réfractaires, mais aussi par les tubes eux-mêmes. Ainsi, les rangées extérieures se rapprochent jusqu'au contact ; il en est de même des rangées intérieures partout où il faut former écran. Par des combinaisons convenables, la circulation des gaz depuis la grille jusqu'à la cheminée forme un retour de flamme dans le sens horizontal.

L'eau chargée de vapeur s'élève dans les tubes en vertu de la densité beaucoup plus faible de ce mélange ; le retour a lieu par des communications de gros diamètre qui ne sont pas chauffées et qui ferment le circuit, tous les orifices de dégagement des tubes sont noyés.

La circulation active de l'eau est un point essentiel, sinon des chambres de vapeur ne tarderaient pas à se former, et les tubes plus ou moins vides seraient chauffés au rouge. L'étude de la circulation a donné lieu à des travaux très intéressants et aux expériences de Yarrow ; celles-ci ont permis de constater que le courant, une fois formé [1], possède une

1. Voir notamment *Bertin*, ouvrage cité, et l'étude de M. *C. Walckenaer*, dans la *Revue de mécanique*, février, 1897. La question de l'entraînement de l'eau par les bulles a donné lieu à des controverses.

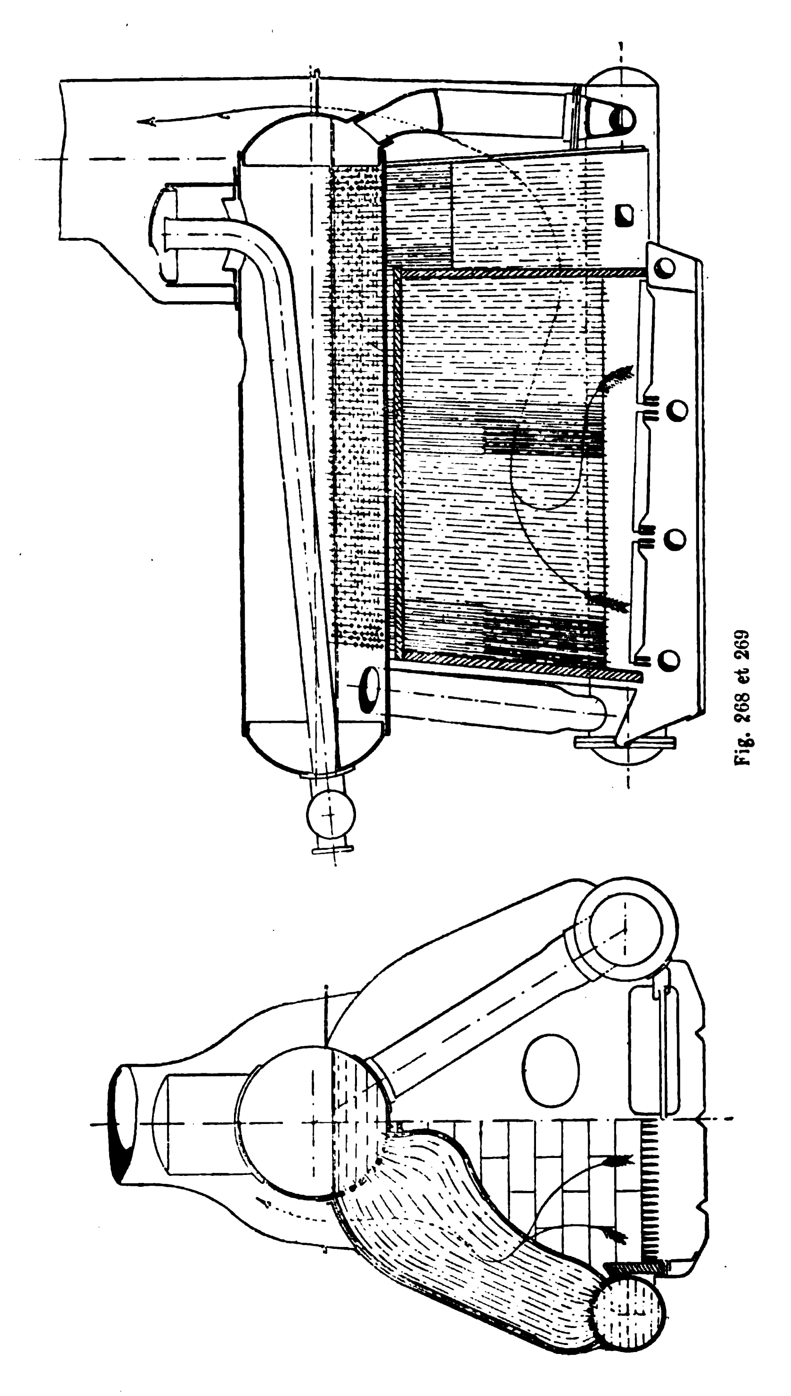


Fig. 268 et 269

grande stabilité, et que l'on peut chauffer les branches descendantes du circuit. Dans les chaudières de Yarrow (fig. 270, d'après M. Bertin), les tubes spéciaux de retour sont supprimés, le courant commence par s'établir comme dans toute chaudière en vertu de la dilatation plus forte de l'eau dans les tubes les plus chauffés, le retour se fait par les tubes

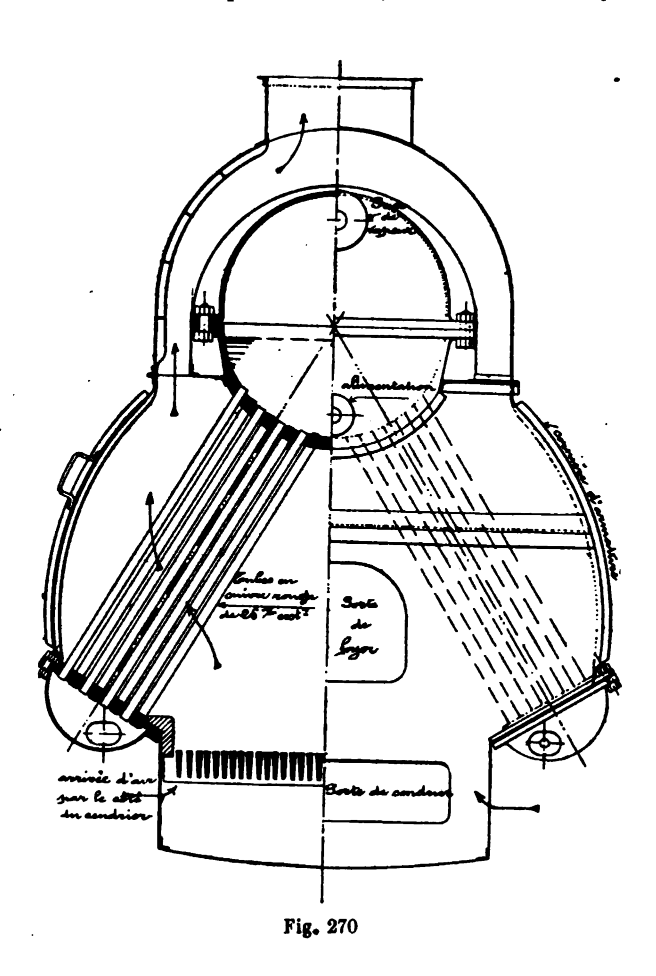


Fig. 270

les plus froids ; lorsque la vaporisation commence, c'est la formation des bulles de vapeur qui devient la cause prédominante de la circulation, mais la formation de vapeur dans le courant descendant n'implique pas un changement dans le sens du courant.

Les chaudières *Thornycroft*, tout en présentant beaucoup de ressem-

blance avec celles de Du Temple et Normand s'en différencient en ce que les tubes aboutissent dans le dôme de vapeur même, sans que les orifices soient noyés ; il y a de ce chef une petite diminution de la hauteur motrice, mais elle est largement compensée suivant l'inventeur par la suppression des rentrées d'eau intermittentes qui se produisent après le dégagement des grosses bulles lorsque les orifices sont noyés.

Voici quelques données relatives aux générateurs Du Temple du *Spanker* (*Engg.*, 1897-1-777), construits par la Société Du Temple à Cherbourg. Les quatre chaudières alimentent ensemble près de 4.000 chevaux indiqués ; chacun des corps a les dimensions suivantes :

Surface de grille.	$4^{m2}.05$
» de chauffe	$186^{m2}.00$
Rapport	46
Nombre des tubes	900
Diamètre extérieur	$30^{m}/^{m}$
Combustion par mètre² de grille	100 kilogr.
Vaporisation correspondante par mètre² de surface de de chauffe	21 kilogr.
Combustion par mètre² de surface de chauffe	$2^{k},18$
Vaporisation par mètre² de surface de chauffe à toute puissance, au tirage forcé de $90^{m}/^{m}$ d'eau.	$57^{k},5$
Pression	14.5 atm.
Poids de chaque corps comprenant l'eau, les grilles, les maçonneries, enveloppes, cheminée et pompes alimentaires	15500 kilogr.
Poids par mètre carré de grille	3820 »

§ IV

MACHINES A HÉLICE

153. — *Types divers de machines.* — Nous n'examinerons ici que les types modernes employés dans la marine marchande. Des moteurs beaucoup plus simples sont applicables à des cas spéciaux comme la navigation en eau douce, où le condenseur par surface est rarement nécessaire ; lorsqu'il s'agit d'embarcations ou de bateaux de faible dimension, la condensation est même généralement supprimée, parce que la vapeur d'échappement est nécessaire pour suppléer au tirage naturel, qui devient bientôt insuffisant lorsque la cheminée doit être de hauteur

réduite ; dans ce cas spécial, l'adoption du système compound comparativement aux cylindres indépendants est une question du même ordre que pour les locomotives ; on peut dire en sa faveur qu'il permet d'opérer d'assez longues détentes sans aucun organe spécial et sans complication de la distribution.

La machine compound à condensation par surface est abandonnée, si ce n'est pour les bâtiments destinés à de très courtes traversées et où la raison du poids mort de la machine et des chaudières est prédominante parce que l'économie de la triple expansion ne procurerait pas une réduction des chaudières et des soutes à charbon capable de compenser le poids mort supplémentaire. C'est néanmoins la compound à double expansion qui a servi d'école aux machines plus modernes [1] et à ce titre nous rappellerons quelques-unes de ses proportions caractéristiques.

Le rapport des volumes des cylindres dans les compound est toujours voisin de 3 ; l'introduction aux 0,4, que l'on peut convenablement obtenir de la coulisse sans exagérer la compression, donne au rapport total de détente une valeur voisine de 7, convenable pour les pressions de 5 à 6 atmosphères effectives.

M. F.-C. Marshall, dans une revue des progrès de la machine marine de 1871 jusqu'en l'année 1881, qui a terminé l'ère des compound pour l'hélice, donne comme moyenne se rapportant à cette période :

Consommation de charbon par cheval indiqué par heure .	$0^{k},830$
Surface de chauffe par cheval	$0^{mq},37$
» condensante par cheval	$0^{mq},215$
Pression moyenne effective aux chaudières	5 atm. 3
Vitesse moyenne de piston par seconde	$2^{m},35$

Il ne s'agit pas ici de certains bâtiments spéciaux pour lesquels la vitesse de piston dépassait déjà de beaucoup ce chiffre.

Parmi les groupements de cylindres employés dans les compound, la disposition (fig. 271) est la plus fréquente, celle à cylindres en tandem (fig. 272) a été employée, malgré l'inconvénient du point mort. Pour les grandes puissances, le système à quatre cylindres en double tandem (fig. 273), mis en évidence par le succès du *Britannic*, a eu une certaine vogue, et l'on a même fait quelques grandes machines triple

1. On en trouvera notamment un spécimen bien détaillé dans les machines de l'*Assyrian Monarch*, *Engg*-1881-1er sem.

tandem agissant sur trois coudes à 120 degrés; très souvent aussi, et toujours pour les grandes forces, on n'a dédoublé que le cylindre à basse

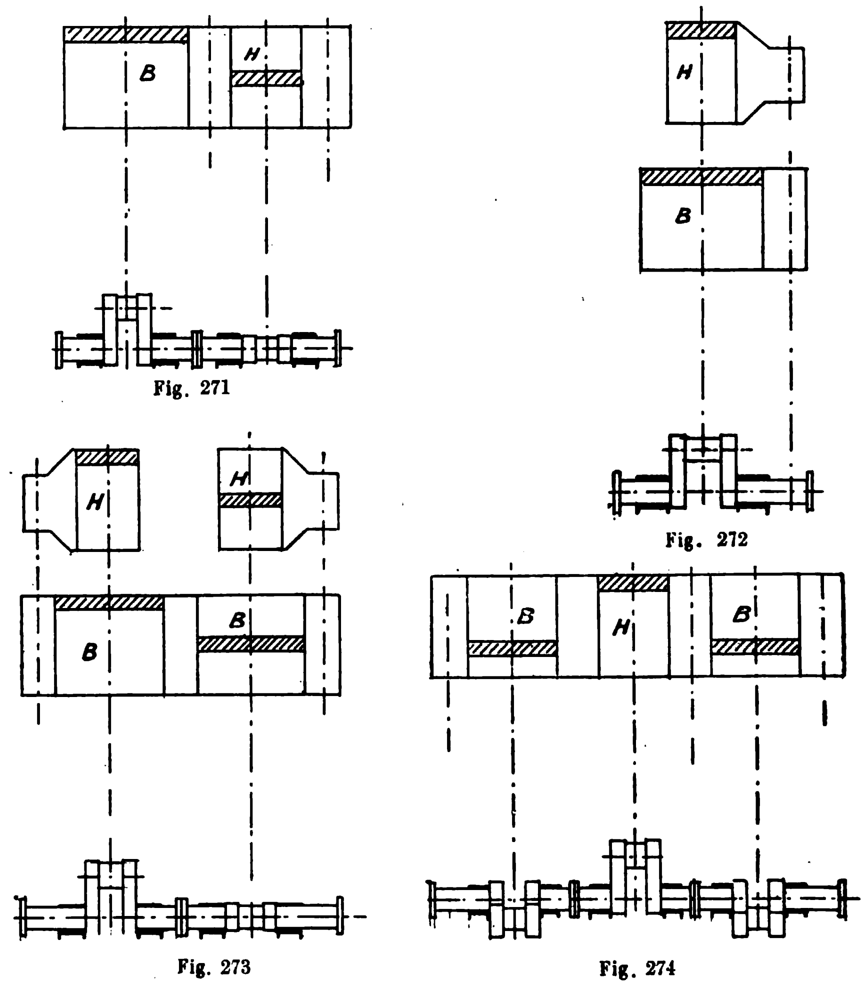


Fig. 271

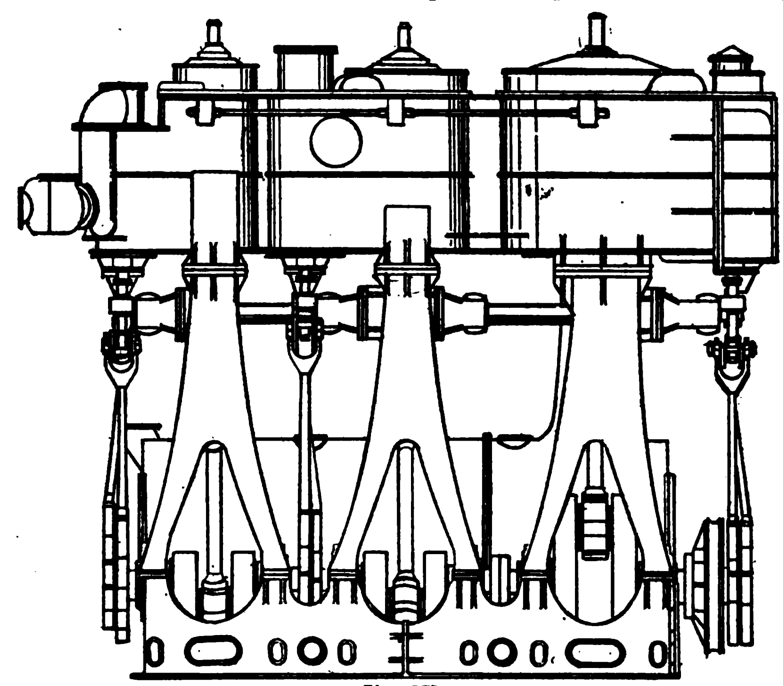
Fig. 272

Fig. 273

Fig. 274

pression (fig. 274), pour ne pas atteindre des diamètres énormes (comme celui de 3m,04 du *City of Chester*); ainsi, les cylindres de l'*Umbria* ont 1m,80 pour la haute pression et 2m,66 pour les deux cylindres à basse pression, avec une course commune de 1m,830; la disposition des trois coudes à 120 degrés fournit une plus grande régularité au couple moteur de l'hélice, et elle a été conservée dans le type le plus répandu des machines à triple expansion.

154. — *Machines à triple expansion.* — Le groupement des cylindres admet de nombreuses variétés, parmi lesquelles nous n'indiquerons que les plus fréquentes : la figure 275 est le type le plus général ; les trois cylindres sont côte à côte ; chacun des coudes de l'arbre est entre deux paliers, les distributeurs sont dans le plan médian, mais celui du cylindre à basse pression est reporté a l'arrière pour ne pas augmenter l'entre axe des deux derniers cylindres. Quelquefois les cylindres ont été boulonnés l'un contre l'autre par les brides des capacités formant leurs réservoirs intermédiaires, mais on préfère généralement leur donner plus d'indépendance pour éviter que les dilatations ne s'accumulent. et on se borne à les relier par des entretoises légères comme dans la figure.


Fig. 275

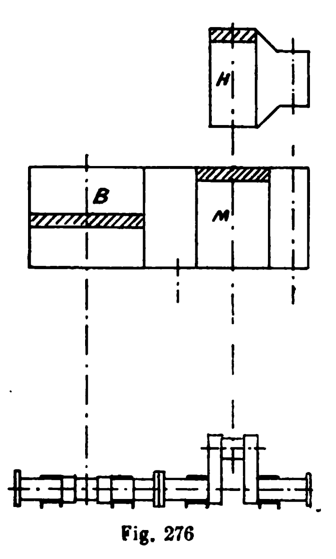


Fig. 276

La disposition (fig. 276) a été assez fréquemment employée, afin d'économiser de l'espace en longueur ; il en est de même de celles des figures 277 et 278. Pour les très grandes puissances, les chantiers de Fairfield

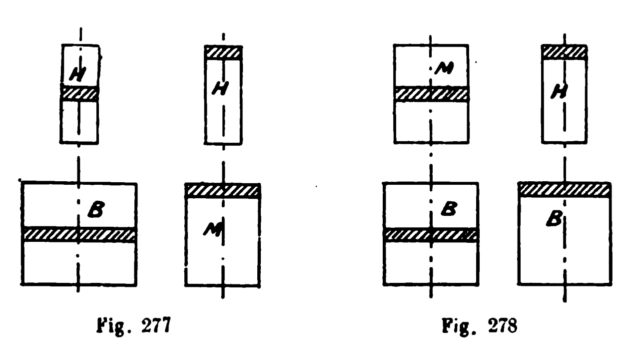


Fig. 277 Fig. 278

ont inauguré le système à cinq cylindres disposés sur trois axes (fig. 279); les cylindres à haute et à basse pression sont dédoublés et forment deux

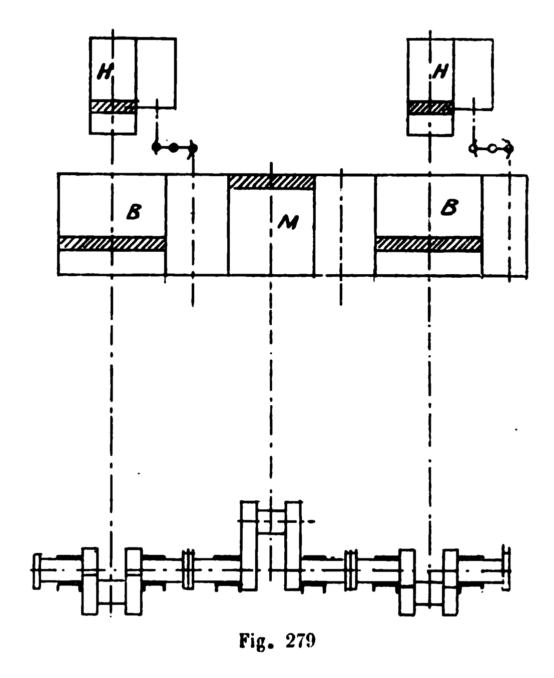


Fig. 279

groupes en tandem actionnant le premier et le troisième coudes, le cylindre intermédiaire attaque le coude du milieu.

D'abord employé pour le *Lahn* en 1887, ce système a été adopté

pour chacune des machines du *Campania* en 1893, avec les dimensions suivantes :

	Lahn	*Campania*
Diamètre de chacun des cylindres à H P .	0.82	0.94
» du cylindre à M P	1.73	2.00
» de chacun des cylindres à B P .	2.15	2.50
Course commune.	1.83	1.74

Les cylindres sont proportionnés de manière à partager le travail à peu près également entre les coudes ; pour le type (fig. 275), cette considération conduit à des diamètres de cylindres qui sont approximativement dans le rapport des nombres 3, 5, 8 ; les rapports des volumes sont donc environ :

Rapport du cylindre moyen au petit cylindre . . .		2.75
» »	à basse pression au cylindre moyen	2.55
» du grand au petit cylindre		7 »

Pour le type (fig. 276) à deux manivelles, le cylindre à haute pression et le cylindre moyen sont relativement plus réduits.

Ces chiffres ne sont d'ailleurs donnés que comme première approximation ; c'est en prévoyant d'une manière judicieuse les pertes de pression, l'influence des espaces nuisibles, l'effet des parois et les circonstances du réglage de la distribution qu'on pourra les modifier d'une manière plus ou moins heureuse (5e fasc.).

Dans les machines marines, on ne s'est pas attaché en général à réduire la perte triangulaire avec le même soin que dans les machines fixes ; la raison en est que pour atteindre ce but, il faudrait employer à chaque cylindre un appareil de détente qui amènerait dans une machine à changement de marche de grandes complications ; cependant, nous avons vu ailleurs (5e fasc., n° 39) que cette perte n'est pas négligeable, et on peut certainement la diminuer dans une juste mesure en augmentant un peu le diamètre des cylindres à haute pression.

Le sens du calage des manivelles, à peu près indifférent dans les compound dont les coudes sont à angle droit, a une certaine influence

sur les variations de pression dans les réservoirs intermédiaires lorsque les coudes sont à 120 degrés; on trouve les deux dispositions suivantes, en énumérant les manivelles dans l'ordre où elles se présentent à l'observateur pour la marche en avant :

Haute	Moyenne	Basse
Basse	Moyenne	Haute

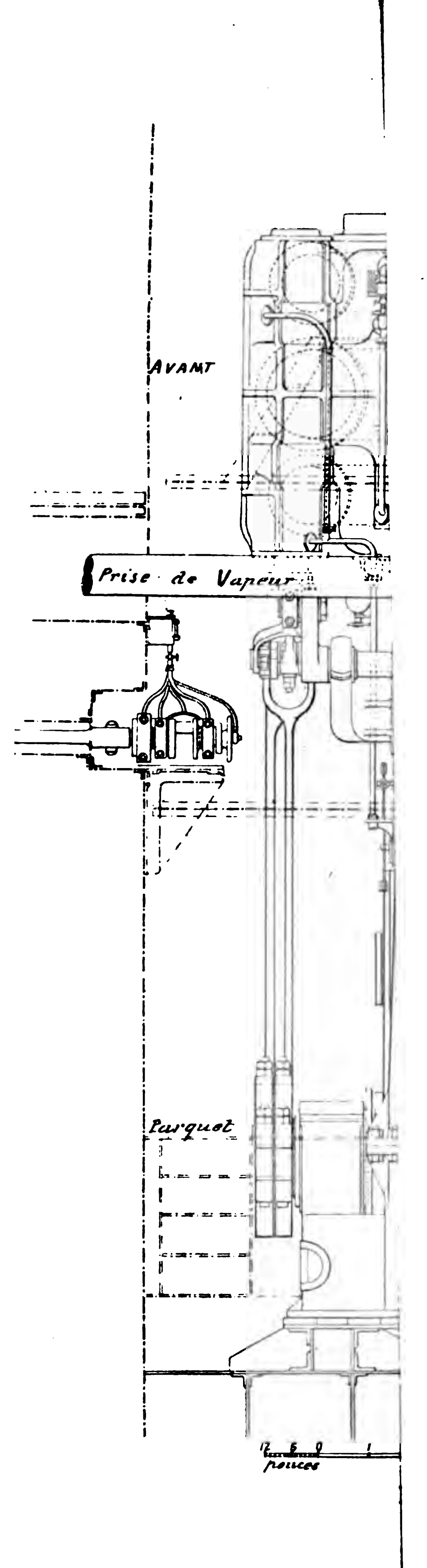
Dans le premier cas, on trouve que les réservoirs intermédiaires doivent avoir un volume plus grand pour maintenir les variations de pression dans les mêmes limites; les courbes d'indicateur sont différentes dans les deux cas, il n'y a cependant aucune différence dans les consommations.

Exemple de machine à triple expansion [1]. — Les figures 280 à 284 représentent d'après *Engg.*, les machines du *Meteor* essayées par l'*Institution of mechanical Engineers* (*Minutes*, mai, 1889), développant 2.000 chevaux indiqués.

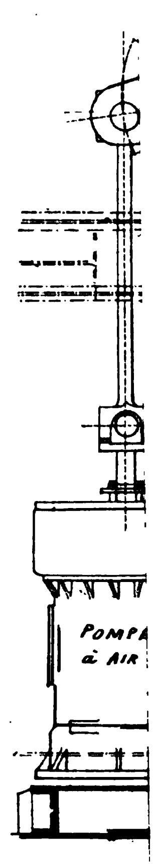
Le cylindre à haute pression est placé entre les deux autres ; les trois cylindres sont à enveloppe de vapeur sur le pourtour, mais ni les couvercles ni les fonds ne sont réchauffés. Cette pratique est assez courante, on envisage ce mode de construction comme un moyen d'obtenir des surfaces de frottement saines et dures pour les cylindres plutôt qu'au point de vue du réchauffage. L'effet d'enveloppes ainsi disposées est nécessairement très réduit, étant donné surtout le faible rapport entre la course et le diamètre, et les grandes surfaces nuisibles qui en résultent.

La vapeur est amenée des chaudières par le tuyau V, qui débouche sur la caisse du modérateur m; la distribution est faite au cylindre à haute pression par un tiroir cylindrique t_1, l'admission étant produite par les arêtes intérieures (3e fasc., fig. 130); les conduites d'échappement E_1 aboutissent à la boîte de distribution du cylindre intermédiaire, dans laquelle se trouve un double tiroir cylindrique t_2 t_2 admettant par les arêtes extérieures ; E_2 est le conduit unique amenant la vapeur aux tiroirs t_3 du cylindre à basse pression; ceux-ci admettent par les arêtes

1. On trouvera des types de machines beaucoup plus importantes dans les recueils spéciaux ; le type que nous avons choisi ne peut être considéré comme tout à fait normal, notamment en ce qui concerne la position donnée au cylindre à haute pression; le timbre de la chaudière (10 atm.) est aussi généralement dépassé.



AVANT
Prise de Vapeur
Parquet
12 6 0 1
pouces


POMPA
à AIR

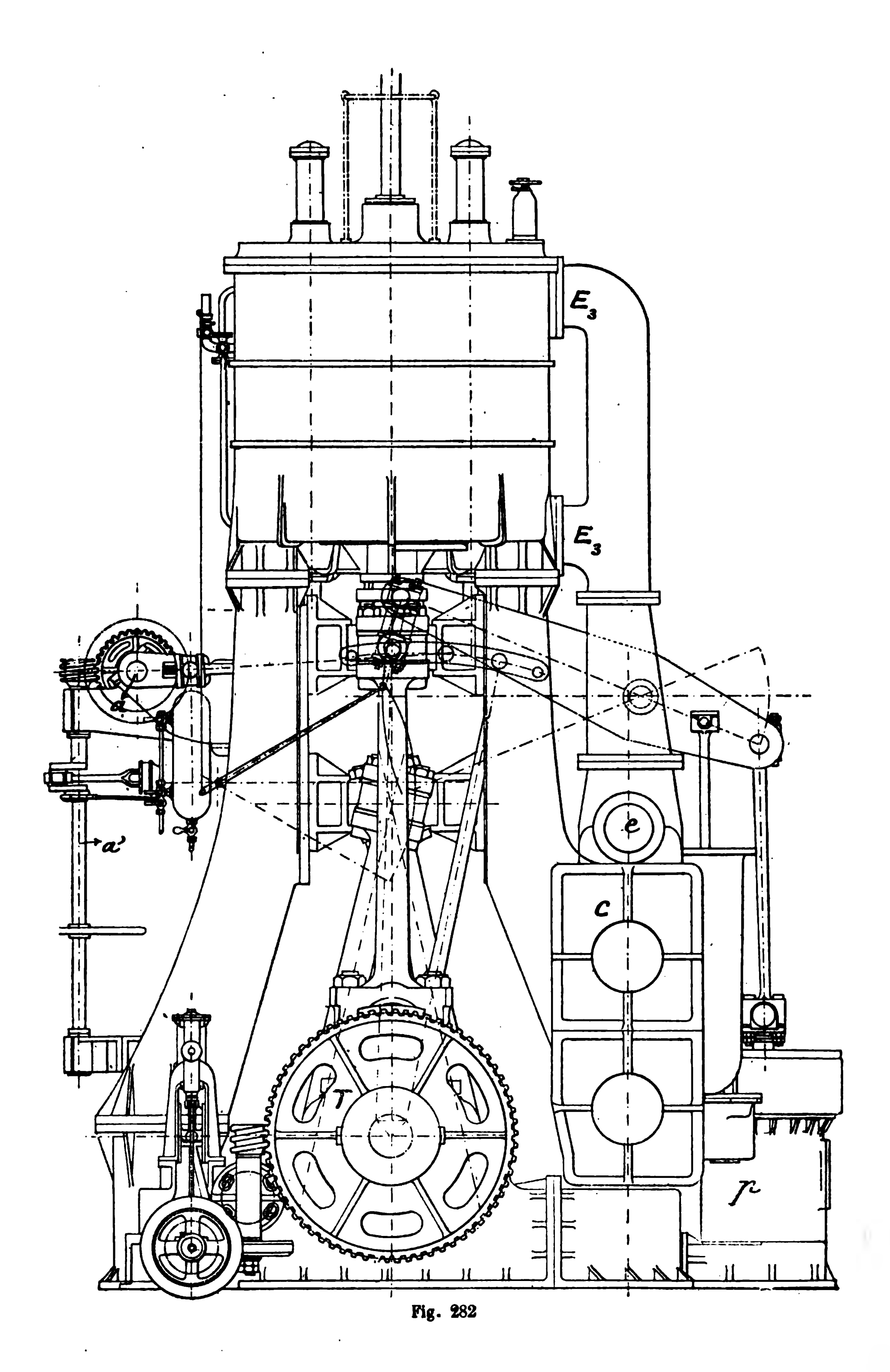


Fig. 282

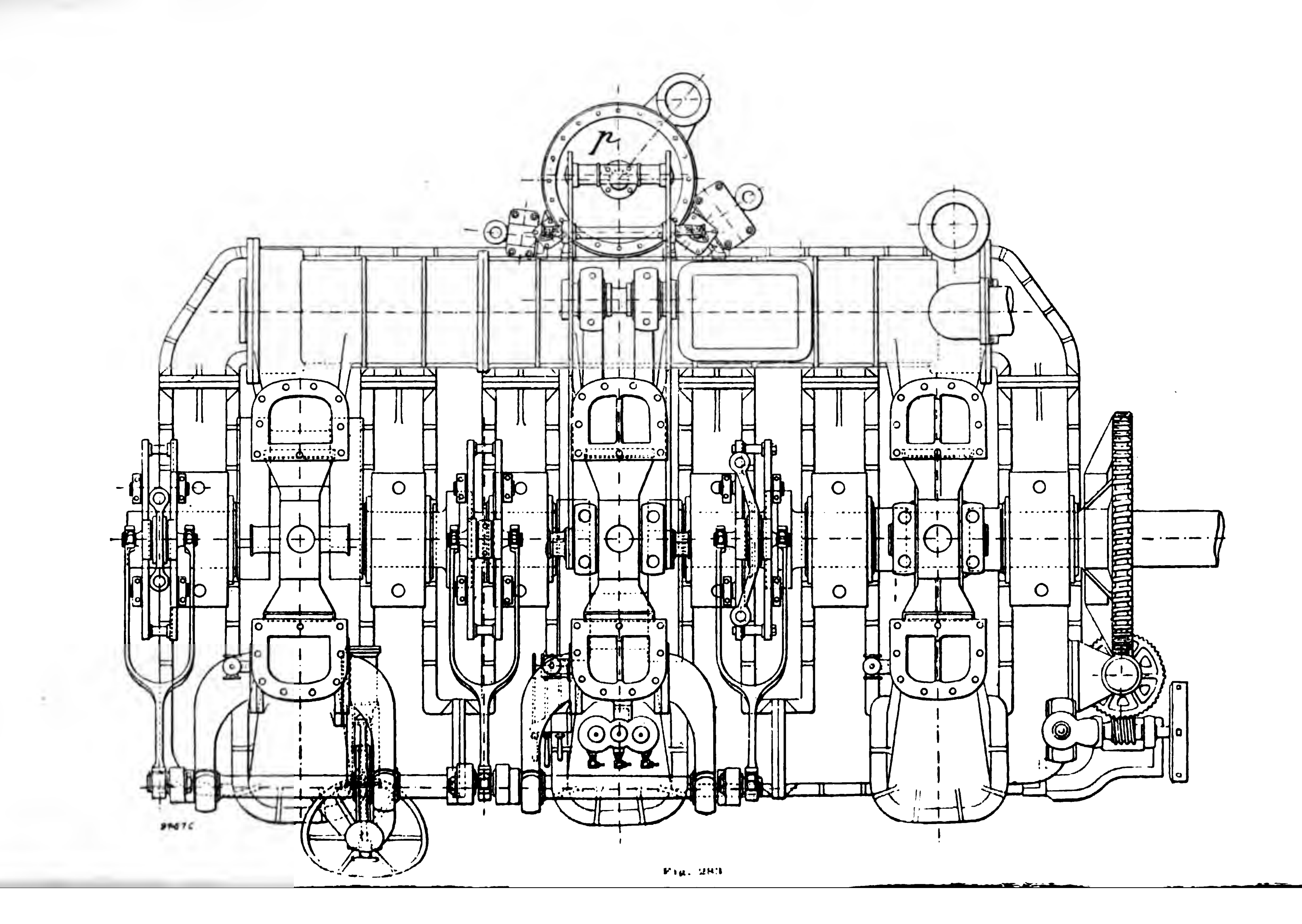


Fig. 283

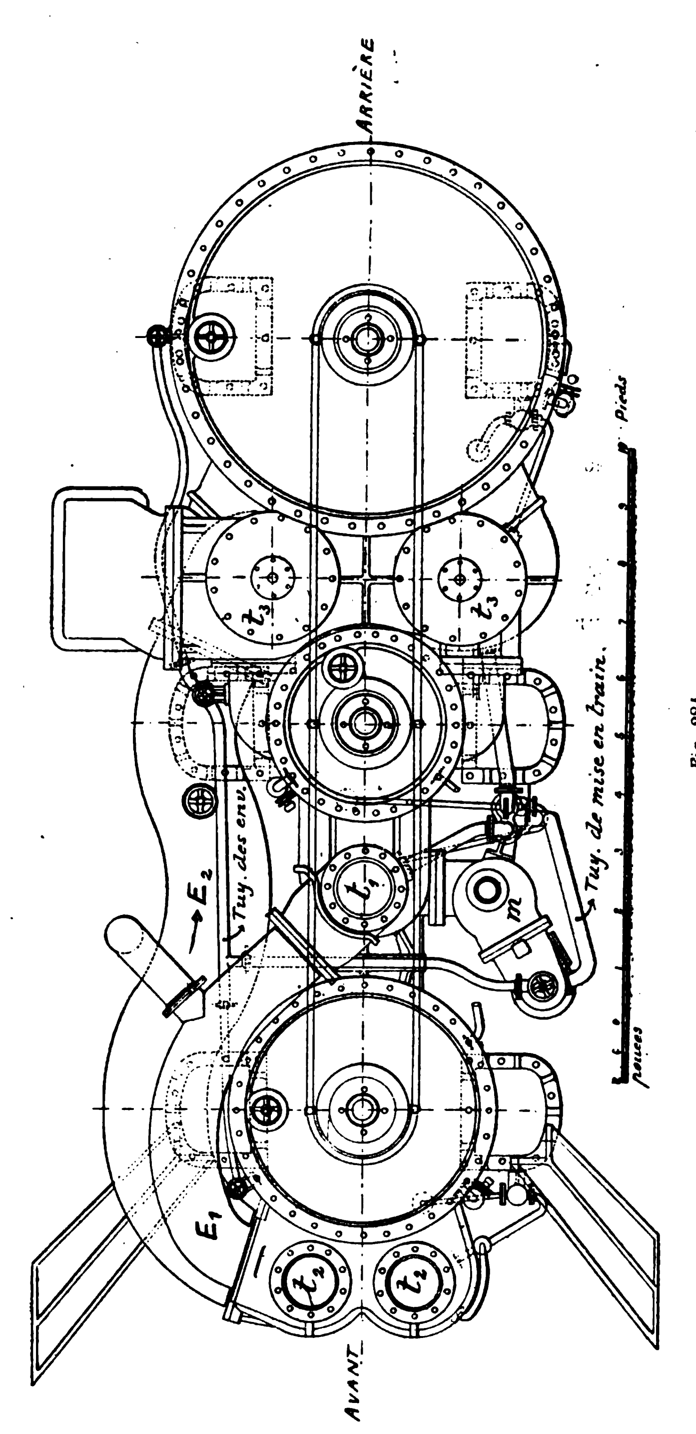

ARRIÈRE
AVANT
E1
E2
t1
t2
t2
t3
t3
m
Tuy. des env.
Tuy. de mise en train.
Pieds
pouces

Fig. 284

ntérieures, pour décharger finalement la vapeur par les conduites E, dans le coffre du condenseur.

La distribution par tiroirs cylindriques alternativement de l'un et l'autre genre donne aux conduits des dispositions fort simples, puisqu'ils ne doivent jamais être croisés, et permet de les placer du même côté de la machine. Cependant le tiroir cylindrique n'est presque jamais employé pour la basse pression, la pratique la plus fréquente peut se résumer ainsi :

Haute pression . .	Tiroir cylindrique exclusivement.
Moyenne pression .	Tiroir cylindrique ou tiroir plan partiellement compensé.
Basse pression . .	Tiroir plan partiellement compensé.

Les garnitures des tiroirs cylindriques sont rarement étanches, cette raison limite leur emploi malgré la qualité précieuse qu'ils ont d'être équilibrés, de n'exiger pour ainsi dire aucun graissage, de pouvoir être commandés par des mécanismes plus légers, etc.

Dans la machine que nous décrivons, les manivelles se suivent dans l'ordre : haute, moyenne et basse pression.

Chaque groupe de distributeurs est actionné par une coulisse de Stephenson, un seul arbre de relevage *a* est commun aux trois coulisses, il est commandé par une vis sans fin au moyen de l'arbre *a'*, sur lequel se trouve un petit moteur assistant S. Les bras d'attache des coulisses sont ici des manivelles, c'est-à-dire qu'ils peuvent faire un tour complet avec l'arbre *a*, leurs points morts correspondant à la marche en avant ou en arrière. Ce système est fréquemment employé pour les machines de dimensions moyennes, tandis que le servo-moteur, plus précis et plus rapide dans son action, est exclusivement adopté aux grandes puissances. Malgré la liaison des trois distributions, l'introduction peut être modifiée dans une certaine mesure à chaque cylindre au moyen d'un coulisseau réglable dans chacun des bras.

La circulation est produite par une pompe centrifuge (non représentée), qui refoule l'eau froide dans les tubes du condenseur ; celle-ci fait deux circuits et sa tubulure de sortie est marquée en *e*.

La pompe à air *p* est actionnée par un balancier, qui commande souvent une paire de pompes alimentaires et deux pompes de cale. La pompe de circulation, généralement à double effet, est aussi commandée par la même traverse dans tous les cas où l'on n'emploie pas une machine spéciale

pour cet usage, mais pour les grandes puissances, toutes ces fonctions sont le plus souvent séparées.

Les machines à hélice sont toujours munies d'un appareil qui permet de les faire tourner pour les démontages, la visite des pistons, etc.; il est actionné à la main pour les petits moteurs; une roue avec vis tangente est calée sur l'arbre, à l'extérieur du dernier palier, une petite machine auxiliaire (visible dans la figure 282) lui communique le mouvement; on peut désembrayer la vis par un mouvement de rotation de son palier.

Le bâti comprend un soubassement creux en fonte assis sur des carlingues et des boîtes de renfort de la charpente, avec interposition d'un lit en bois dur de quelques centimètres d'épaisseur; ce cadre comprend autant de traverses qu'il y a de paliers, et le condenseur forme l'un de ses côtés. Les cylindres sont supportés d'un côté par des jambages venus de fonte avec le condenseur, et du côté opposé par des montants tubulaires s'appuyant sur le soubassement.

On obtient des machines plus accessibles et mieux en vue en remplaçant ces montants par des colonnes forgées: cette disposition très recommandable est presque générale pour les puissances ne dépassant pas un millier de chevaux. Pour les grandes machines, au contraire, l'augmentation de la course exige une meilleure assiette, les montants sont alors divisés au pied en forme de fourche. Les parties creuses des bâtis sont quelquefois utilisées comme réservoirs d'huile de graissage.

La mise en train des machines marines ne donne pas lieu aux mêmes complications que celle des locomotives, le problème d'ailleurs est tout différent, car le couple de démarrage est ici très faible, le couple résistant du propulseur augmente ensuite avec le carré de la vitesse; pour les locomotives, le couple résistant est maximum au début à cause du frottement au départ et de l'inertie du système entier. Le seul point qui importe dans les machines marines est d'obtenir une mise en train rapide des machines; dans l'exécution des manœuvres, le vide du condenseur se maintient suffisamment pour qu'on n'ait pas à faire des admissions de vapeur auxiliaires pour doubler les points morts du cylindre à haute pression. Pour la mise en train, un tuyautage de petit diamètre avec une glissière de distribution mue à la main permet d'introduire la vapeur sur l'une ou l'autre face du piston à basse pression. Ce tuyautage auxiliaire est répété à tous les cylindres pour les grandes machines, qui exigent un échauffement méthodique avant le départ

lorsque les cylindres sont froids ; quelquefois, c'est le cas pour les machines du *Meteor*, une admission directe est faite par un petit tuyau au premier et au second réservoir, le machiniste en dispose pour la mise en train, il peut aussi en cas d'excès de pression aux chaudières dans la marche à fond de la coulisse, admettre au premier réservoir pour éviter les pertes d'eau.

155. — *Essais du Meteor.* — Les essais auxquels nous avons fait allusion au numéro précédent se distinguent des expériences de réception ordinaires en ce que les rendements des chaudières et des machines ont été mesurés séparément, malgré les difficultés que présente une pareille opération dans des espaces aussi confinés que ceux d'un navire,

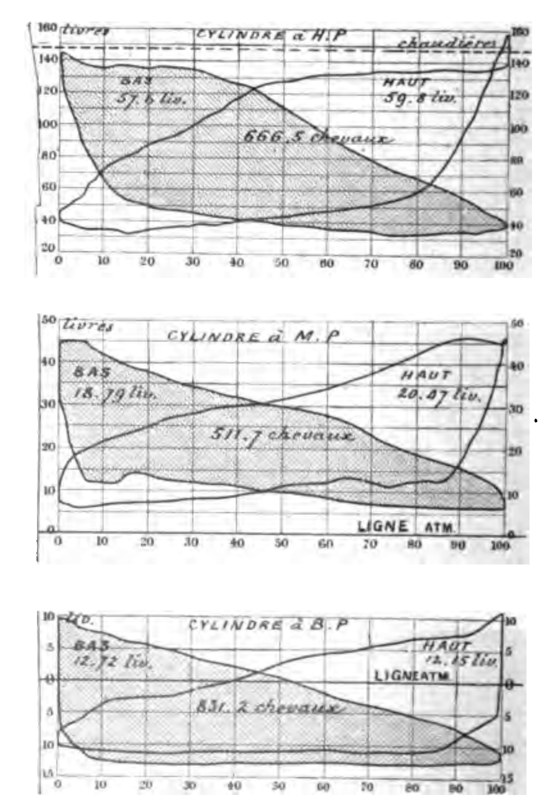


Fig. 285 à 287

surtout lorsque les mesures doivent porter sur de grandes quantités d'eau et de charbon. L'eau a été mesurée entre la bâche et la pompe

alimentaire au moyen de deux réservoirs remplis et vidés alternativement par des robinets à trois voies ; l'essai a duré environ 17 heures, les figures 285 à 287 représentent un jeu de diagrammes relevés simultanément par six indicateurs ; le charbon a été pesé en même temps, les températures ont été relevées ainsi que toutes les données permettant une analyse exacte ; seules les consommations des enveloppes n'ont pu être séparées, leur eau de condensation est comprise dans le total. Nous extrayons du rapport de M. Kennedy les résultats suivants, réduits en mesures métriques.

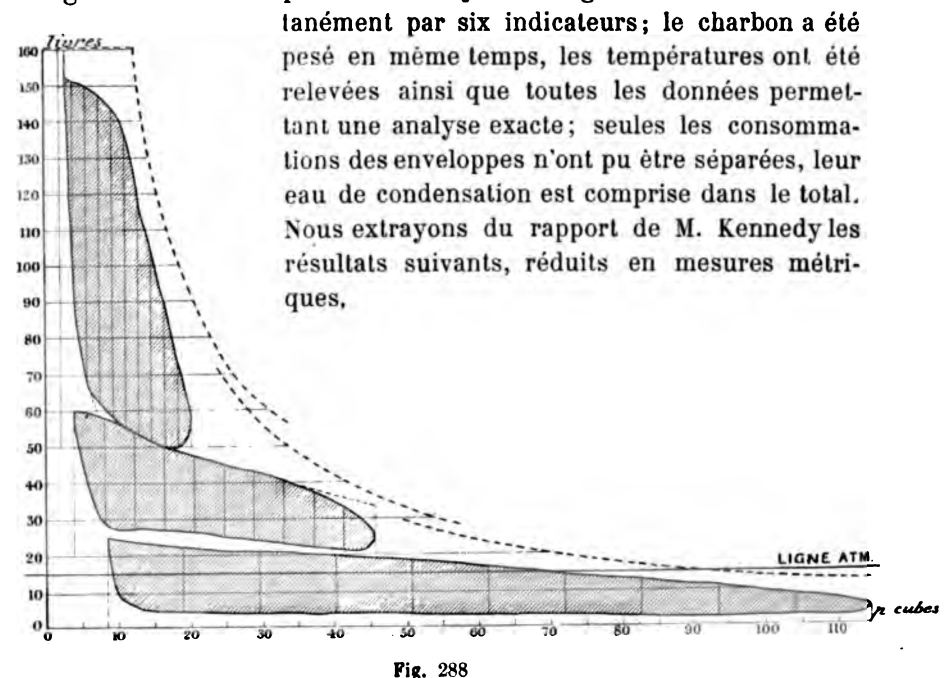


Fig. 288

Dimensions :

Diamètre du cylindre H P	746 m/m	
» de la tige	178	
» de la contre-tige	113	
» du cylindre M. P.	1.118	
» de la tige	178	
» de la contre-tige	111	
» du cylindre B. P.	1.778	
» de la tige	178	
» de la contre-tige	111	
Course des trois pistons	1.218	
Espaces nuisibles : H. P.	12.4	%
M. P.	9.3	»
B. P.	8.02	»
Introduction au cylindre H. P. pendant l'essai	55	»
Rapport total de détente	10.8	
Rapport des volumes des cylindres, tiges déduites	1 — 2, 1 — 5,85	

Surface de condensation	295$^{m^2}$
Surface de grilles des deux chaudières à double face	19$^{m^2}$,2
» chauffe »	612$^{m^2}$
Rapport	32
Pression effective	10 atm. 2
Diamètre de la cheminée commune.	2^m,20
Hauteur au-dessus de la grille la plus basse . . .	18^m,50
Combustion moyenne par mètre carré de grille . .	94 kilg.
Pouvoir calorifique du charbon brut	7100 calories.
Tirage au pied de la cheminée	8^m/^{m}
Poids d'air admis par kilogramme de houille. . .	15.5
Température des gaz perdus	420 degrés C.
Vaporisation de zéro à 5 atm. effectives rapportée au kilogramme de charbon Nixon (v. 4e fasc.). . .	8.5
Nombre de tours moyen par minute.	71.78
Puissance indiquée moyenne	1991 chx de 76 k.
Puissance du jeu de diagrammes représenté par les figures 285 à 287.	2009.4
Puissance maximum	2086
Poids de vapeur consommé par cheval par heure. .	6^k.795 (1)
Pression de l'enveloppe H. P.	8^{at} 9
» M. P.	5.25
» B. P.	3.85
Pression au premier réservoir	2.5
» au second »	0.42
Pression initiale au cylindre H. P.	9.40
Chute de pression des chaudières au cylindre . .	0.8
Contre-pression moyenne au cylindre B. P. . . .	0.225
» au condenseur.	0.186
Fluide présent au cylindre à haute pression sous forme de vapeur, rapporté à la consommation, au commencement de la détente	77.1 (2)
Idem au cylindre à moyenne pression	80.2 (2)
Idem » à basse »	75.2 (2)
Poids des machines, chaudières, tuyautages et pompes en ordre de marche	396 360 kilg.
Poids par cheval indiqué de l'essai.	198 kilg.

1. Un essai des machines de 645 chevaux de l'« *Iona* » a donné une consommation de 6 kilogrammes.

2. La différence entre ces chiffres et l'unité représente le poids de fluide condensé au cylindre et la consommation des enveloppes; l'analyse manque ici de précision parce que cette consommation n'a pas été mesurée, il en est de même du tracé des courbes de saturation, figure 288, des diagrammes rankinisés.

156. — *Remarques générales.* — Dans les navires à deux hélices, les deux groupes de machines actionnent des arbres parallèles; les bâtis sont indépendants, sauf dans les petites dimensions, pour lesquelles le rapprochement donne lieu à des combinaisons spéciales. Les machines auxiliaires sont toujours séparées, la double hélice apporte un grand appoint à la sécurité lorsqu'il y a indépendance complète des moteurs.

Le dédoublement des machines n'augmente pas le poids, c'est plutôt l'inverse qui est vrai, car on donne à chaque propulseur un diamètre plus faible que celui de l'hélice unique; le nombre de tours est augmenté, et la somme des volumes des cylindres est diminuée. Pour les tirants d'eau modérés, la double hélice est appliquée avec succès aux cas où les roues étaient seules considérées comme possibles, les allures rapides réalisées dans la marine militaire sont presque passées dans la pratique courante, ainsi le *Tynwald* qui fait un service de passagers entre l'Angleterre et l'île de Man, et dont le tirant d'eau est de $3^m,10$ seulement pour une largeur de $10^m,50$, développe environ 5.000 chevaux sur ses deux hélices pour une vitesse de $19^n,5$.

L'acier coulé est largement employé dans la construction des bâtis, des pistons et même des coussinets principaux en combinaison avec le métal blanc. Les arbres coudés sont composés de tronçons calés à la presse dans les joues, de même que les tourillons des coudes.

Pour la marine militaire, les nécessités imposent une course réduite, les bielles sont raccourcies jusqu'à leur extrême limite, les machines deviennent assez basses pour être portées entièrement sur des colonnes forgées, le coffre du condenseur est séparé, il est fait en tôle ou en cuivre, comme dans les machines de bateaux à roues chaque fois que cet organe n'est pas utilisé comme moyen de support.

Les forces d'inertie prennent une grande importance pour les machines rapides, elles amènent des mouvements pertubateurs que l'on pas à redouter pour les mêmes raisons que dans les locomotives, mais qui par la sollicitation périodique qu'elles exercent sur la coque, mettent celle-ci en vibration. La période propre de vibration de la coque intervient dans le phénomène, et l'on a observé que l'allure pour laquelle il se fait sentir avec le plus d'intensité n'est pas la plus rapide.

Avec les manivelles à 120 degrés, si les systèmes à mouvement alternatifs avaient des poids égaux et si l'obliquité des bielles n'intervenait pas, la somme algébrique des forces d'inertie dans le sens vertical serait nulle, mais il ne s'en suit pas qu'elles se feraient équilibre, car les cylindres sont

écartés l'un de l'autre dans le plan longitudinal. Dans les machines du contre-torpilleur *Daring*, qui développent chacune une puissance de 2.300 chevaux environ à 390 tours par minute avec une vitesse moyenne de piston de $5^m,30$ par seconde, Thornycroft a employé quatre cylindres en doublant la basse pression ; les axes sont rapprochés longitudinalement autant que possible en inclinant légèrement les cylindres de part et d'autre de la verticale, les manivelles de deux cylindres successifs sont à peu près opposées (*Engg.*, 1894-2-575). Cette disposition, imitée depuis, a permis de réduire considérablement le bâti et a suffisamment affranchi la coque des vibrations dangereuses ; la vitesse moyenne de piston de $6^m,10$ par seconde a même été atteinte dans les essais du *Desperate*, en 1896.

157. — *Systèmes de distribution.* — Dans les compound, les chapelles étaient placées dans le plan longitudinal, et la coulisse Stephenson s'indiquait ; avec la triple expansion, le besoin de réduire l'encombrement en longueur a souvent fait placer les tiroirs latéralement ; les distributions radiales (V. 5e fasc.) se justifient dans ce cas bien qu'on en ait abusé ; la coulisse Stephenson avec levier de renvoi est à tout prendre aussi satisfaisante, et il serait difficile d'imaginer pour ce cas, un arrangement plus simple et plus direct que celui de Walschaerts, il a d'ailleurs été appliqué par les chantiers écossais à plusieurs grandes machines (voir celles du *Kensington*, *Engg.*, 1894-2-198). L'adoption même partielle des tiroirs cylindriques soulage les excentriques, diminue le travail du servo-moteur, et réduit les réactions du coulisseau lorsque la coulisse est à sa plus grande obliquité.

Les servo-moteurs sont de différents systèmes, ils ont été décrits dans le 5e fascicule (Chap. V), celui de Brown est très employé en Angleterre (V. celui appliqué aux machines du *Scot*, *Engg.*, 1891-2-38).

158. — *Quadruple expansion.* — Les cylindres sont le plus souvent groupés deux à deux en tandem, et l'arbre ne présente que deux coudes à angle droit. Dans la figure 289, qui donne la disposition générale du système imaginé par M. Brock et appliqué par les chantiers Denny, le groupement est le suivant :

Manivelle d'avant . . .	cylindre à haute pression H. premier cylindre intermédiaire M_1.
Manivelle d'arrière . .	second cylindre intermédiaire M_2 cylindre à basse pression B.

La figure 290 représente un autre groupement de cylindres adopté par Rànkin et Blackmore pour une machine de dimensions modérées.

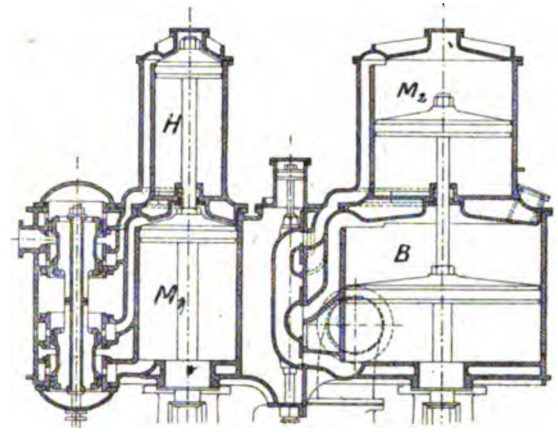


Fig. 289

Le placement des cylindres en tandem n'est pas sans inconvénient au point de vue des démontages et de la visite des pistons inférieurs, même

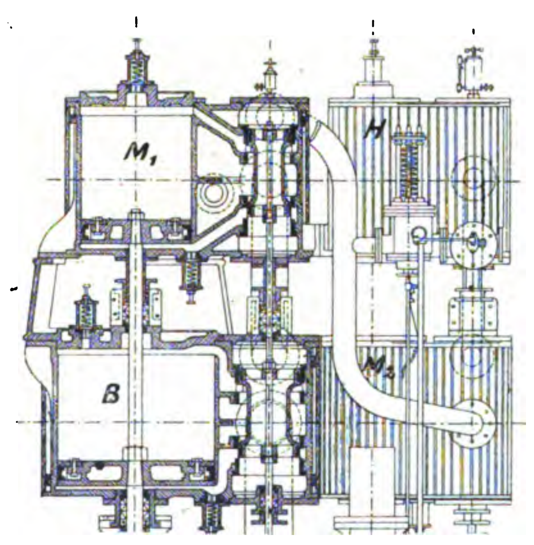


Fig. 290

lorsque l'on sépare les cylindres par une entretoise ; la compacité des machines le fait cependant accepter. Le système de Brock présente une

disposition ingénieuse des conduits et des distributeurs qui permet de n'employer qu'une seule chapelle pour les deux cylindres superposés.

La quadruple expansion marque le dernier pas qui a été fait dans l'application de la détente multiple, mais il est beaucoup moins important que celui qui sépare la compound de la triple expansion. La pression, avec les chaudières du type ordinaire, ne dépasse pas 14 atmosphères, et le partage de la chute totale de température en quatre cascades ne semble pas laisser un boni suffisant pour compenser les pertes de pression qui résultent d'un transvasement supplémentaire. Ainsi M. Busley a calculé que le coefficient de réduction du diagramme est de 0,60 environ pour quatre machines à quadruple expansion, tandis qu'il est de 0,70 en général pour la triple expansion [1]; sans exagérer la signification de ce coefficient au point de vue de l'économie, on peut cependant voir dans son abaissement très sensible une augmentation des pertes de charge qui contre-balance probablement la diminution de l'effet des parois. L'élévation de la pression par les chaudières à tubes d'eau justifiera plus complètement la quadruple expansion.

Les volumes relatifs des cylindres sont voisins des nombres 1, 2, 4, 8, ce qui porte le rapport total de détente à 13 pour une introduction effective de 0,6 au premier cylindre.

159. — *Poids et consommation des machines à hélice.* — La quadruple expansion étant exceptionnelle, nous n'indiquerons que les résultats des machines à triple expansion.

Le poids par cheval indiqué diminue lorsque le nombre de tours augmente; or, la vitesse de rotation est uniquement influencée par le propulseur, dont le diamètre et le pas dépendent dans une large mesure des conditions de la coque et de la vitesse à réaliser. Dans la comparaison des poids par cheval indiqué, les machines employées dans les navires de grande vitesse sont donc favorisées, car les mêmes moteurs mis à bord d'un navire chargeur de faible vitesse auraient à effectuer un nombre de tours moindre et développeraient moins de puissance pour

1. Il a été question de ce coefficient au nº 20 du 5ᵉ fascicule; sa signification est toutefois un peu différente, car nous avons comparé le travail indiqué à celui que donnerait le diagramme équilatère pour une compression de 0 atm.,2, tandis que M. Busley le compare au travail du diagramme équilatère pour une contre-pression nulle.

le même poids [1]. M. Blechynden donnait en 1891, pour des machines à triple expansion de la marine marchande développant de 510 à 6.750 chevaux et fonctionnant à des pressions de 10 à 11 atmosphères, les poids suivants :

Poids moyen de machine par cheval indiqué . . .	88
— — des chaudières » . . .	93
— total moyen machine et chaudières	181
— de machine le plus faible	64
— de chaudière »	73.5
— de machine le plus fort.	118
— de chaudière »	114

On obtient un autre terme de comparaison lorsque l'on prend pour les machines le mètre cube du volume des cylindres, et pour les chaudières le mètre carré de surface de chauffe, les poids sont alors beaucoup plus constants, et leur moyenne entre de larges limites de puissance et d'allure est :

Poids moyen des machines par mètre cube des cylindres .	4870 kilg.
— des chaudières par mètre carré de surface de chauffe.	386 »

Les chaudières qui entrent dans la comparaison sont le type ordinaire à retour de flamme à simple façade et le type *double-ended*, voir n° 148).

Dans la marine militaire, ces poids sont réduits, parce que dans le choix des échantillons on s'affranchit de certaines règles édictées par les registres de classification (Lloyd, Veritas); mais cette réduction est bien plus sensible lorsque l'on rapporte les poids au cheval indiqué, parce que les machines sont essayées à outrance, et que la puissance servant de base au calcul n'est pas celle qui pourrait être développée en service continu.

La consommation de charbon par cheval indiqué est la mesure de la perfection de l'ensemble des chaudières et des machines, et non des

1. L'évaluation des machines au point de vue du prix donne lieu aux mêmes difficultés, car moyennant quelques changements dans les proportions des surfaces frottantes et un allégement convenable de certaines pièces, le moteur peut développer des puissances très différentes sans qu'il en résulte une altération proportionnelle dans sa valeur commerciale. Ces considérations indiquent l'intérêt éventuel qu'il peut y avoir à conserver un autre terme de comparaison que la puissance indiquée; il est fourni par la *puissance nominale*, qui se confondait à l'origine avec la puissance effective, mais qui doit être aujourd'hui considérée comme une fonction des volumes des cylindres.

qualités individuelles de chacune de ces parties essentielles du moteur. Dans les machines fixes, les chaudières et le moteur font en général l'objet de fournitures et de contrats séparés, et leurs qualités sont mesurées séparément ; il n'en est pas ainsi pour les machines marines, où le résultat final est seul pris en ligne de compte ; si l'on en excepte les expériences de l'*Institution of Mechanical Engineers* (1), la consommation de combustible par cheval indiqué est seule déterminée, on peut compter qu'elle est en moyenne de 700 grammes cendres déduites, mais elle descend par l'emploi des réchauffeurs à vapeur détendue et ar le tirage forcé à air réchauffé jusqu'à 550 grammes.

§ V

MACHINES A ROUES

160. — *Cylindres oscillants.* — Le propulseur à aubes étant définitivement limité au cas des faibles tirants d'eau, il en résulte que les machines doivent toujours être installées dans des navires de faible creux. Les machines oscillantes ont longtemps donné la meilleure solution du problème (voir celles de l'*Ireland* dans l'ouvrage intitulé : *Nouvelles machines marines*, par M. Demoulin, et les belles machines compound de la ligne Flessingue-Queenborough, *Engg.*, 1881-1-218). L'intérêt que l'on a à ne pas découper sur toute sa largeur le pont des navires étroits a quelquefois fait disposer les axes des cylindres dans le même plan longitudinal en les faisant agir sur le même coude (*Engg.*, 1893-1-103) ; dans le *Monas Queen* (Demoulin, ouvrage cité) l'appareil moteur se compose de quatre cylindres, tous oscillants, deux à haute pression horizontaux, et deux à basse pression verticaux, groupés par paires sur deux manivelles ; on a eu recours aussi à des solutions mixtes comportant un cylindre oscillant et un cylindre horizontal, des machines de ce type ont été construites d'après ce système par M. Normand pour le service entre le Havre et Honfleur.

1. Nous avons plusieurs fois fait allusion à ces expériences ; elles ont été poursuivies par un comité tout à fait indépendant, et ont porté sur six machines, parmi lesquelles est comprise celle d'un paquebot à roues de la ligne d'Ostende à Douvres, des rapports détaillés sur ces essais sont publiés dans les *Proceedings* de cette société (mai 1889, mai 1890, avril 1891, mai 1892), le numéro de mai 1892 renferme des tableaux résumés des six essais.

161. — *Cylindres inclinés.* — Le système qui prévaut actuellement est la machine inclinée avec cylindres côte à côte et coudes à angle droit. Les chantiers Elder ont cependant créé un type spécial moins encombrant en largeur, d'après les idées de M. Stroudley ; la figure 291 en donne la vue longitudinale. Les deux cylindres sont dans des plans verticaux parallèles espacés de la quantité nécessaire pour que les deux têtes de bielle travaillent l'une à côté de l'autre espacées seulement par une bride de jonction qui réunit les deux boutons de manivelle et les maintient sous un angle, qui ajouté à celui que forment les deux cylindres, complète un angle droit. Le coffre du condenseur sert de support aux paliers principaux, qui sont prolongés par des oreilles triangulaires entretoisées. Le grand cylindre porte une partie du réservoir intermédiaire, qui sert de soubassement au petit cylindre. Cet ensemble est complété au point de vue de la rigidité par les guides entretoises réunissant les cylindres aux paliers, et par des longerons en fonte assis sur les carlingues. Les premières machines de ce type semblent avoir manqué de rigidité, à cause de la flexibilité des coques légères; pour mieux assurer la solidarité de la ligne d'arbres avec la machine, on a fait usage de forts tirants forgés réunissant les têtes des paliers avec le cadre du pont, comme on le voit dans la figure, qui représente l'ensemble des machines de la *Normandy* (ligne de Dieppe-Newhaven). Ces machines fonctionnant au tirage naturel ont développé 2.520 chevaux avec des cylindres de $1^{m},17 \times 2^{m},11 \times 1^{m},52$, une vitesse de 45 tours et une pression initiale de $7^{at},5$ (V. tableau du n° 128). Il a été fait des machines plus grandes de ce type pour la ligne de Calais-Douvres. (V. aussi celles du « Cobra », *Engg.*, 1889-2-150, dont les cylindres ont $1^{m},27 \times 2^{m},33 \times 1^{m},67$ et qui développent environ 4.000 chevaux).

Le type incliné le plus en faveur est celui dans lequel les cylindres sont côte à côte (fig. 258 *ante*) ; par l'introduction des bâtis en acier moulé et en faisant usage d'un coffre de condenseur en tôle, on a pu alléger assez considérablement ces machines. Les chantiers Denny en ont produit de très beaux types qui font un excellent service sur la ligne d'Ostende-Douvres (*Engg.*, 1891-1-39); les cylindres ont $1^{m},49 \times 2^{m},62 \times 1^{m},83$, un tiroir cylindrique distribue la vapeur à la haute pression, un tiroir plan ordinaire est employé pour la basse pression ; par l'emploi de la coulisse Walschaerts, les distributeurs ont pu être relevés de manière à diminuer la largeur; la ligne d'arbres présente également certaines particularités, les coudes d'une seule pièce per-

mettent aux tourillons de rester bien en ligne dans les paliers princi-

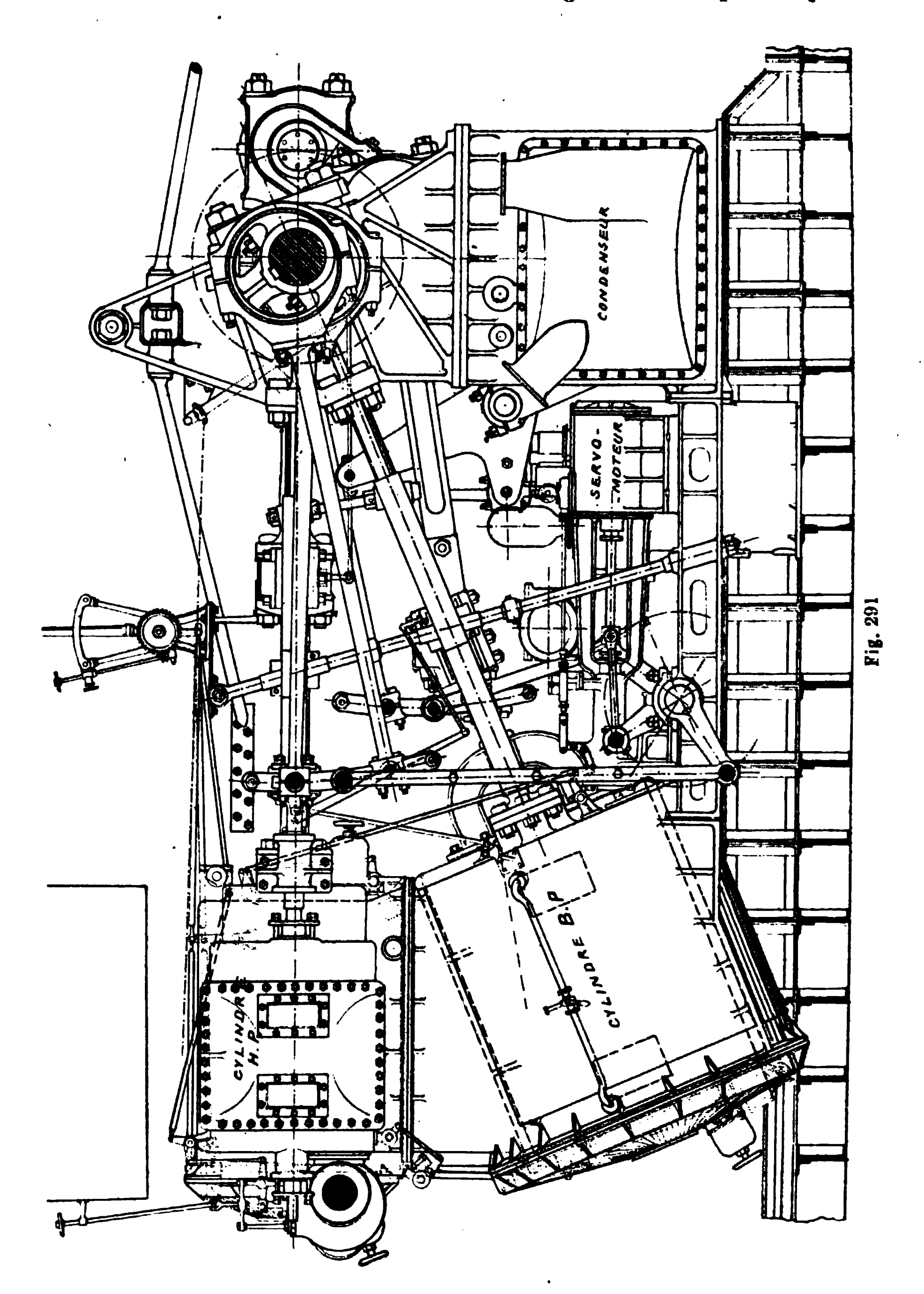


Fig. 291

paux. Des machines plus grandes ont été construites pour la même ligne par la firme Denny et par la Société Cockerill; celles de la *Marie-Henriette* ont développé 8.134 chevaux aux essais (*Engg.*, 1894-1-255); les cylindres ont $1^m,524 \times 2^m,743 \times 2^m,134$, la vapeur est fournie par huit corps de chaudières à simple face à retour de flamme à trois foyers, timbrées à 8 atmosphères, (surface de grille 43 mètres carrés, surface de chauffe 1.310 mètres carrés, tirage forcé en chambre close, surface condensante 950 mètres carrés ; deux pompes à air verticales, à simple effet de 960×650 ; $52^t,89$ aux essais).

Grâce au tirage forcé, à l'augmentation du nombre de tours et à l'allégement de la construction, le poids de ces machines spéciales descend même au-dessous de celui des machines à hélice; pour celles du type *Ville de Douvres* (fig. 258 *ante*), il est de 135 kilogrammes par cheval tout compris, dont 71 pour les machines, propulseur, pompes de circulation, pompes alimentaires, tuyautages, eau dans le condenseur, et 34 kilogrammes pous les chaudières, ventilateurs et eau.

La *Ville de Douvres* brûle en service courant 150 kilogrammes par mètre carré de grille et 1 kilogramme, cendres déduites, par cheval indiqué, les chaudières ont un très haut rendement (4ᵉ fasc. tableau du nº 55).

On peut citer comme dérivant directement du type précédent, celui à trois cylindres de la *Duchess of York* par Penn ; le cylindre à haute pression est monté au centre entre les deux cylindres à basse pression (*Engg.*, 1896-1-198 donne de bons dessins de cette machine, qui développe 4.300 chevaux à 43 tours seulement).

Les machines en double tandem se rencontrent aussi dans les bateaux à roues, elles se prêtent à la triple expansion, mais l'excès de poids qui en résulte n'est justifié que pour des traversées assez longues et dans lesquelles l'économie de charbon amène un allégement compensateur.

§ VI

PROPULSEURS

162. — *Roues à aubes.* — Les roues étant toujours réservées aux faibles creux, la nécessité de leur donner un faible diamètre s'impose, il est donc indispensable d'articuler les pales pour leur donner à l'en-

trée et à la sortie une direction convenable. La figure 292 représente l'une des roues du paquebot *Normandy* (V. tableau du n° 128) ; les bras fixes B sont montés sur le moyeu M, ils sont réunis par de forts cercles D, et se prolongent à l'extérieur par des consoles C qui portent les articulations I ; celles-ci se meuvent sur une circonférence concentrique à

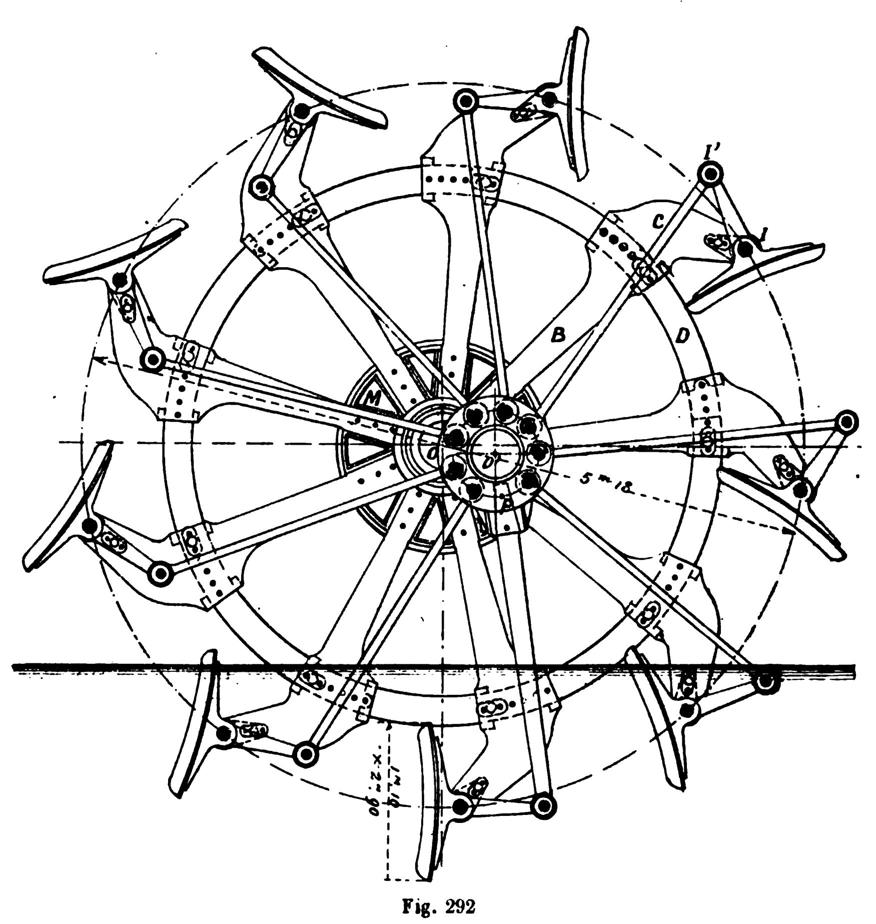


Fig. 292

l'arbre. Les aubes sont ici composées d'une forte tôle en acier, d'une seule pièce, légèrement cintrée, qui se trouve encore raidie par des fers d'angle verticaux; elles reçoivent autour du point I, par l'intermédiaire des bras II', un mouvement de rotation déterminé par la trajectoire des articulations I'. A cet effet les points I' sont reliés à un centre O' différent du centre de la roue, par des bielles dont l'une est calée sur le

plateau P qu'elle entraîne, et dont toutes les autres sont assemblées par pivots sur le même plateau.

Les éléments de cette roue sont reproduits dans la figure 293, sur laquelle l'aube est représentée dans la position d'entrée *e*, la position de sortie *s*, et une position moyenne intermédiaire *m*. Afin d'analyser le

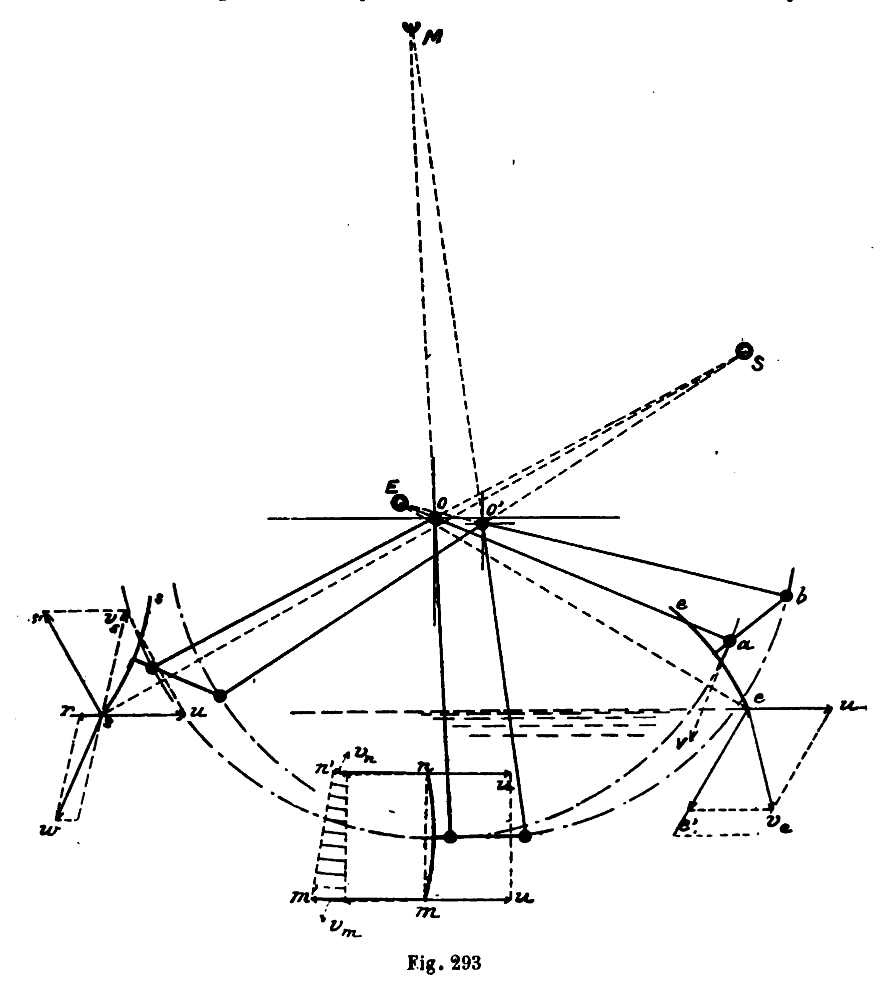


Fig. 293

mode de fonctionnement, considérons la position d'entrée ; les points *a* et *b* ayant des trajectoires dont les centres sont en O et O', le centre instantané pour tout point invariablement lié à *a b* se trouve en E, à l'intersection des rayons *a* O et *b* O' prolongés ; soit V la vitesse de *a*,

connue par le nombre de tours de l'arbre principal; la vitesse d'un point quelconque e de l'aube est normale à E e, elle est donnée en grandeur par :

$$V \frac{Ee}{Ea}$$

soit ee' cette vitesse, il ne restera qu'à la combiner avec la vitesse d'entrainement du navire u pour obtenir la vitesse absolue de déplacement du point e. Soit v_e cette vitesse, résultante de u et de $e e'$; pour éviter le choc à l'entrée, il faut qu'elle soit tangente à l'aube, condition à peu près réalisée dans le tracé (1).

Un tracé analogue pour la position de sortie donne le centre instantané S, la vitesse $s s'$ du bord de l'aube par rapport au navire, et la vitesse absolue v_s de ce point dans l'espace. Pour obtenir la vitesse de l'aube par rapport à l'eau, il faut observer que celle-ci est animée, à cause du recul, de la vitesse sr; la résultante de sr et d'une vitesse égale et opposée à v_s fait connaitre la vitesse apparente w de l'eau par rapport à l'aube. Pour qu'il n'y ait pas soulèvement à la sortie, w devrait être tangente à l'aube au point s, condition qui est aussi à peu près réalisée dans le cas présent.

Enfin pour l'aube qui se trouve à l'aplomb de l'arbre, le centre instantané est relevé jusqu'en M, les vitesses relatives des points m et n par rapport au navire sont mm', nn', et les vitesses absolues par rapport à l'eau sont v_m, v_n; il importe que ces vitesses soient dirigées vers l'arrière sur toute la hauteur de l'aube, sinon celle-ci agirait partiellement à contre-sens. Les vitesses v_m, v_n diffèrent d'autant moins que le centre instantané M est situé plus haut; la roue à pales fixes pour être équivalente à celle qui nous occupe devrait avoir son centre à la hauteur M, elle tournerait beaucoup moins vite et la machine serait alourdie à peu près dans le même rapport.

Il résulte de la constance approximative du recul (129) que le tracé qui convient à une vitesse particulière reste le même à toutes les allures, mais les vitesses devront être multipliées dans le même rapport (2)

1. Les vitesses employées pour obtenir le tracé sont celles du service courant, correspondant à 41 tours de l'arbre par minute, et à une vitesse de 16,59 nœuds du navire; le recul mesuré à l'articulation a est de 0,233.

2. Le tracé des vitesses donné par Seaton (*Manual of Marine Engineering*, 12e édition, p. 319) ne tient aucun compte du mouvement de rotation des aubes par rapport à la charpente de la roue.

La courbure des aubes n'a pas grande influence sur le rendement ; si elle améliore un peu les conditions d'entrée, elle agit d'une manière plus défavorable à la sortie, mais cette courbure a l'avantage de donner une plus grande résistance à la flexion dans le sens horizontal sans augmenter sensiblement le poids, et c'est la raison qui pour les aubes en acier doit faire préférer la forme courbe.

Pour donner le moins de fatigue possible au système articulé, il conviendrait d'implanter le bras *ab* non au milieu de la hauteur des aubes, mais en un point placé plus bas, que l'on prend quelquefois aux 0,4 de la hauteur; la différence entre les vitesses v_m v_n indique en effet que la résultante des poussées est plus bas que le point milieu. Mais la position de cette résultante par rapport à l'aube varie suivant la position de l'aube elle-même, la meilleure position du bras ne peut donc se trouver que par tâtonnements.

Le système de construction que nous avons décrit n'est pas toujours suivi ; souvent, la console C est prolongée au delà de l'articulation I et vient se rattacher à un cercle extérieur concentrique à D.

Les calculs de résistance de la charpente des roues sont compliqués; du fait de leur rotation, les aubes sont soumises à la torsion. Les articulations sont inondées d'eau de mer et se trouvent dans de mauvaises conditions de conservation; les pivots sont garnis de buselures en bronze et travaillent dans des coussinets en gaïac.

Les roues établies dans les conditions de celles de la figure 293 se rapprochent du propulseur idéal, puisqu'elles ne donnent lieu qu'à de faibles pertes à l'entrée et à la sortie, elle sont malheureusement affectées par le roulis et leur poids propre est toujours une fraction importante de celui des machines [1].

Pour déterminer les dimensions principales des roues, on pourra adopter à peu près les chiffres suivants, applicables seulement aux paquebots à faible tirant d'eau et à grande vitesse :

Rapport entre la surface immergée de deux pales et le maître-couple.	0.35 à 0.40
Recul probable pour carène propre.	0.24 à 0.20

La hauteur de l'arbre est fixée par des considérations dépendant du navire, l'immersion du bord intérieur des pales est égale au plus à

1. Pour la *Ville de Douvres*, les roues de $5^m,65$ de diamètre moyen pèsent 46 tonnes, soit 11,5 pour cent du poids total des machines, chaudières et eau.

la moitié de leur hauteur, on s'attache à avoir trois pales entièrement immergées pour chaque roue. La hauteur des pales et le diamètre moyen sont choisis de manière à satisfaire aux conditions d'entrée et de sortie. Ces sujétions diverses conduiront après quelques tâtonnements à la solution du problème.

163. — *Hélice.* — L'expression de la poussée du propulseur et la discussion données au n° 120 semblent laisser toute latitude quant au pas de l'hélice. Ainsi, en admettant que la section transversale de la veine attaquée reste constante pour différentes hélices appliquées au même navire, le recul serait constant, et l'on pourrait donc employer, sans changer le rendement, des hélices qui, pour le même diamètre, auraient un pas de plus en plus faible et une vitesse de rotation de plus en plus grande. Cependant, en poussant aux extrêmes, on reconnait qu'il ne peut en être ainsi pratiquement, et que la résistance propre du propulseur dans l'eau, comprenant le frottement et la force à appliquer à chacune des ailes pour ouvrir le liquide, augmente au fur et à mesure que le pas diminue; on a donc d'abord été conduit, abstraction faite de toute théorie, à resserrer entre des limites assez étroites le rapport du pas au diamètre.

La section attaquée par le propulseur dépend à la fois du cercle circonscrit à l'hélice, et de la fraction de pas embrassée par les ailes; ces éléments ont été désignés par A et θ au n° 120; lorsque le tirant d'eau abaisse A, on peut jusqu'à un certain point augmenter θ; mais les ailes successives ne pouvant agir sur l'eau déjà agitée par les ailes précédentes et animée de la vitesse de recul, on ne gagne plus rien au delà d'une certaine limite, bien inférieure à l'unité.

La théorie de l'hélice est extrêmement compliquée ([1]), nous ne pourrons ici donner que des indications qui permettront de proportionner ce propulseur dans des cas ordinaires. Nous ne nous occuperons pas d'ailleurs de la recherche de l'hélice de meilleur rendement pour un navire donné et une vitesse déterminée; cette question est plus complexe encore qu'elle ne parait à première vue, l'accroissement de la vitesse de rotation par la diminution du diamètre et du pas de l'hélice ou de l'un de ces éléments peut être défavorable au rendement du propulseur et accroitre cependant l'effet utile du navire envisagé comme

1. Voir *Pollard* et *Dudebout, Théorie du navire*, tome IV.

appareil de transport par la réduction de poids et d'encombrement due à la rapidité d'allure.

Il est relativement facile, au contraire, de proportionner l'hélice par comparaison avec celle d'un navire connu, et de manière à ce qu'elle donne à peu près les mêmes résultats; à cette fin, nous invoquerons le principe de similitude développé au n° 125.

Considérons un navire semblable à celui du projet, et dont les dimensions linéaires sont λ fois plus grandes: adoptons le même rapport de similitude entre les hélices, et supposons que la vitesse du navire choisi comme terme de comparaison soit celle du projet multipliée par $\sqrt{\lambda}$; on sait qu'il y a alors similitude mécanique entre les deux systèmes et l'on peut, d'après les conclusions du n° 125, former le tableau suivant :

	Navire type	Navire projeté
Vitesse.	v	$\frac{v}{\sqrt{\lambda}}$
Diamètre et pas d'hélice.	d, p	$\frac{d}{\lambda}, \frac{p}{\lambda}$
Nombre de tours par minute . . .	n	$n\sqrt{\lambda}$
Résistance à la propulsion	F	$\frac{F}{\lambda^3}$
Puissance effective à la propulsion .	Fv	$\frac{Fv}{\lambda^3\sqrt{\lambda}}$
Rendement organique des machines .	α	α
Rendement du propulseur [1] . . .	β	β
Puissance indiquée des machines . .	f	$\frac{f}{\lambda^3\sqrt{\lambda}}$

Supposons que le navire projeté, muni de l'hélice ci-dessus définie doive se mouvoir à la vitesse v' différente de celle voulue par la similitude, nous n'aurons plus à considérer que le changement d'allure ; or, pour un même navire, le recul reste constant à différentes vitesses, le nombre de tours de l'hélice est proportionnel à la vitesse, et la puissance indiquée augmente comme le cube de la même quantité (129). Nous aurons donc pour le navire projeté se mouvant à la vitesse v' :

1. L'égalité de ce rendement est une conséquence de celle du recul (n° 120).

Nombre de tours de l'hélice par minute . . . $n \frac{v'}{v} \lambda$.

Puissance indiquée des machines . . . . . $f \left(\frac{v'}{v}\right)^3 \frac{1}{\lambda^2}$

Ces résultats reviennent à dire que pour des navires semblables munis d'hélices ayant le même rapport de similitude, la puissance indiquée est proportionnelle à la section immergée du maître couple et au cube des vitesses, ce qui est la généralisation des résultats trouvés pour un même navire à des allures différentes. De plus, le nombre de tours de l'hélice est proportionnel à la vitesse et en raison inverse du rapport des dimensions linéaires.

Ces conclusions se vérifient dans d'assez larges mesures même lorsque le rapport de similitude est grand ; il ne faut pas perdre de vue toutefois qu'elles ne sont données que comme résultat général.

Pour un même navire et un même diamètre d'hélice, le recul augmente avec le pas, il diminue lorsque la fraction de pas augmente. On est amené à augmenter le pas lorsque le nombre de tours serait trop grand pour l'attaque directe ; c'est dans ce cas qu'il est particulièrement utile d'avoir une formule reliant les divers éléments de l'hélice, telle est celle que *Moll* a tirée des expériences sur le *Pélican*, et qui dans notre système de notations s'écrit :

$$f = C \left(\frac{K\,B}{d^2}\right)^{\frac{1}{3}} n^3\, p^2\, d^3\, \varphi^{\frac{1}{3}}\, \nu^{\frac{1}{4}}$$

φ est la fraction de pas totale et ν le nombre d'ailes, C est une constante numérique [1].

Dans les cas ordinaires, le rapport du pas au diamètre est de 1,30 à 1,50, la fraction de pas, partagée entre quatre ailes est de 0,40, soit 0,1 pour chacune des ailes, mais cette fraction n'est pas constante depuis la racine jusqu'à l'extrémité, ce qui donnerait une forme en secteur très résistante au frottement, c'est donc la valeur moyenne qui est donnée ici. Pour les petits diamètres, on emploie trois ailes, avec la même fraction totale de pas.

Pour donner aux ailes la résistance voulue à la flexion, il est nécessaire de les épaissir sur le rayon médian et d'autant plus qu'on se rapproche du moyeu. Les hélices ordinaires sont en fonte, mais on les fait

1. V. Bienaymé, *Cours de machines marines*.

avantageusement en acier coulé, ce qui diminue l'épaisseur des ailes, et par conséquent la résistance; le poli de la surface agit dans le même sens, et comme les hélices en acier coulé se corrodent très rapidement par piqûres des extrémités, on emploie souvent le bronze phosphoreux et le bronze au manganèse pour les bâtiments rapides, ces métaux permettent d'amincir les ailes et de leur donner une surface unie. Les grandes hélices sont presque toujours à ailes rapportées, le diamètre du moyeu varie du quart au cinquième du diamètre extérieur en passant des petits aux grands propulseurs, un moyeu plus petit nuit plutôt au rendement.

Le recul des hélices donne quelquefois lieu à l'anomalie du *recul négatif*, c'est-à-dire que la vitesse du navire est supérieure à celle de l'hélice considérée comme tournant dans un écrou solide. Ce fait provient de ce que le propulseur fonctionne dans une masse d'eau entrainée par le navire. Le recul négatif est donc l'indice que cet entrainement se produit à un haut degré, en ce cas, la valeur du coefficient d'utilisation M est toujours faible; un recul de 0,10 à 0,15 est normal.

Il existe de nombreuses variétés d'hélices, généralement équivalentes à égalité de diamètre, de pas et de fraction de pas; on évite le choc à l'entrée en adoptant un pas variable dans chaque section cylindrique; la face arrière de l'aile est alors creusée; on emploie aussi des hélices à génératrices inclinées vers l'arrière, dans le but d'écarter le propulseur des formes du navire, et de le faire travailler dans une eau plus libre, surtout dans le cas d'une seule hélice. Enfin, on peut découper les ailes suivant des formes diverses sur la surface hélicoïdale régulière ou altérée par l'inclinaison des génératrices; ainsi on a souvent employé des ailes dont l'axe est courbé suivant une spirale d'Archimède en sens contraire de la rotation, afin de diminuer le choc de l'eau rejetée contre l'étambot et la vibration de la coque qui en résulte.

Nous renverrons pour le tracé des hélices et pour les dispositions spéciales des lignes d'arbre et du palier de butée par lequel se transmet l'effort de propulsion, aux ouvrages sur les machines marines souvent cités dans ce qui précède.

TABLE DES MATIÈRES

Machines Locomotives.

CHAPITRE PREMIER

Dispositions générales.

§ I

Notice historique.

§ II

Dispositions générales.

CHAPITRE II

Etude mécanique de la Locomotive.

§ I

Répartition statique de la charge.

§ II

Action du mécanisme moteur.

§ III

Adhérence. — Accouplement des roues.

§ IV

Résistance des trains, des machines et tenders.

§ V

Mouvements perturbateurs dus aux forces d'inertie.

§ VI

Equilibrage des forces d'inertie.

CHAPITRE III

Appareil de Vaporisation.

§ I

Théorie du tirage.

§ II

Etude de la vaporisation.

§ III

Dispositions essentielles de la chaudière, du foyer et de leurs accessoires.

§ IV

Accessoires de la chaudière.

CHAPITRE IV

Châssis et Suspension sur le train de roues.

§ I

Châssis proprement dit.

§ II

Ressorts et boîtes.

§ III

Dispositions pour le passage en courbe.

CHAPITRE V

Mécanisme moteur.

§ I

Cylindres et Distribution.

§ II

Détails du mécanisme.

§ III

Machines compound.

CHAPITRE VI

Tender et Approvisionnements.

CHAPITRE VII

Divers types de Locomotives.

§ I

Services de voyageurs.

§ II

Services de marchandises.

§ III

Lignes secondaires.

CHAPITRE VIII

Lignes de montagnes, Funiculaires, etc.

§ I

Machines à crémaillères.

CHAPITRE IX

Chemins de fer aériens.

Machines Marines.

CHAPITRE PREMIER

Propulsion.

§ I

Action du Propulseur.

§ II

Résistance du navire.

§ III

Relation entre la puissance et la vitesse.

CHAPITRE II

Description de l'appareil moteur.

§ I

Notice historique.

§ II

Chaudières à tubes de fumée.

§ III

Chaudières à tubes d'eau

§ IV

Machines à hélice.

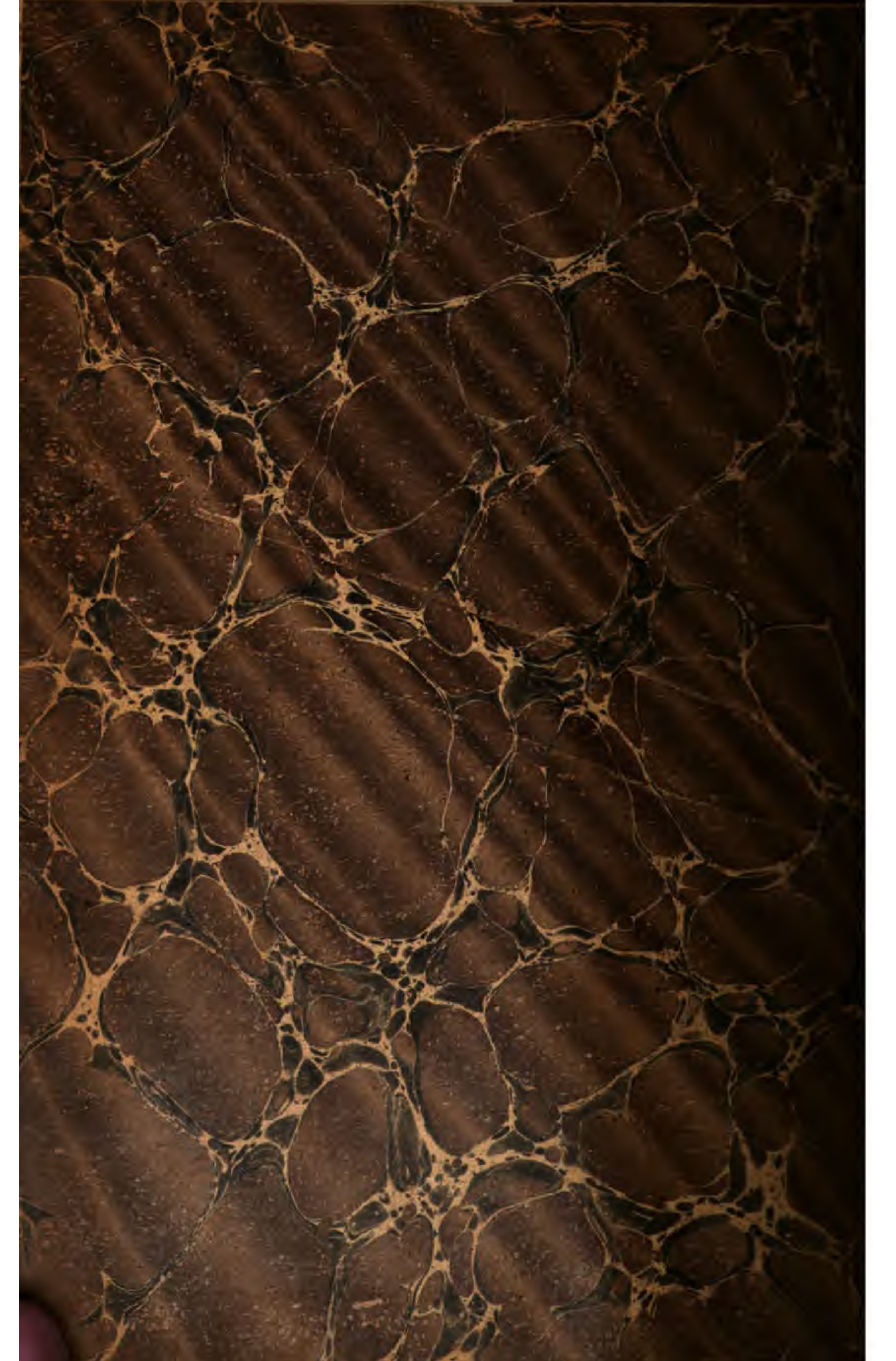
§ V

Machines à roues.

§ VI

Propulseurs

Paris. — Imp. E. BERNARD et Cie, 23, rue des Grands-Augustins.






3 2044 079 965 190